



**İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN
BULANIK MANTIK AYARLI PID KONTROLÜ**

H.Kutay ÇELİKEL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman

Prof.Dr. Nurkan YAĞIZ

Haziran, 2006

İSTANBUL



**İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN
BULANIK MANTIK AYARLI PID KONTROLÜ**

H.Kutay ÇELİKEL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman

Prof.Dr. Nurkan YAĞIZ

Haziran, 2006

İSTANBUL

Bu çalışma 13/07/2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliğı Anabilim Dalı Makina Mühendisliğı programında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Prof.Dr. Nurkan YAĞIZ (Danışman)
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

Prof.Dr. Salim ÖZÇELEBİ
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

Doç.Dr. Erol UZAL
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

Y.Doç.Dr. Mutlu TUNÇ
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

Doç.Dr. Rahmi GÜÇLÜ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Makina Fakültesi

ÖNSÖZ

Öncelikle, yüksek lisans öğrenimim ve tez çalışmalarım boyunca gösterdiği yakın ilgi, her türlü destek ve yardımdan dolayı çok değerli hocam Prof.Dr. Nurkan YAĞIZ'a en içten dileklerle teşekkür ediyorum.

Bu çalışmam boyunca yardımlarını esirgemeyen, bilgi ve becerilerini benimle paylaşmaktan sakınmayan değerli asistan arkadaşlarım L.Emir Sakman, Yüksel Hacıoğlu ve değerli dostum Fazıl Bodur hocama, bir an olsun beni yalnız bırakmayan; desteğini hiç eksik etmeyen değerli annem, kardeşim ve müstakbel eşime yürekten teşekkürü bir borç bilirim.

Elim bir deniz kazasında vefat etmiş olan babam için...

Haziran, 2006

Hüseyin Kutay ÇELİKEL

İÇİNDEKİLER

| | |
|---|------|
| ÖNSÖZ..... | ii |
| İÇİNDEKİLER | iii |
| ŞEKİL LİSTESİ..... | V |
| TABLO LİSTESİ | X |
| SEMBOL LİSTESİ | XI |
| ÖZET..... | xii |
| SUMMARY | xiii |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. GENEL KISIMLAR..... | 3 |
| 3. MALZEME VE YÖNTEM | 7 |
| 3.1 TAŞITLARDA SEYİR KONFORU | 7 |
| 3.2 TAŞITLARIN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ..... | 8 |
| 3.2.1 Pasif Süspansiyonlar: | 9 |
| 3.2.2 Yarı Aktif Süspansiyonlar:..... | 9 |
| 3.2.3 Tam Aktif Süspansiyonlar:..... | 10 |
| 3.3 TAŞITLARIN FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODELLENMESİ..... | 11 |
| 3.3.1 İKİ SERBESTLİK DERECELİ ÇEYREK TAŞIT MODELİ | 11 |
| 3.4 KONTROL SİSTEMLERİ..... | 17 |
| 3.4.1 P (Oransal) Kontrol..... | 18 |
| 3.4.2 PI (Oransal + İntegral)Etkili Kontrol..... | 21 |
| 3.4.3 PD (Oransal + Türev) Etkili Kontrol..... | 24 |
| 3.4.4 PID (Oransal + Türev + İntegral) Etkili Kontrol | 27 |
| 3.5 BULANIK MANTIKLI KONTROL | 33 |

| | |
|--|-----------|
| 4. BULGULAR | 43 |
| 4.1 SÜSPANSİYON DARALMASI PROBLEMİNİN PD VE PID KONTROL METODU KULLANILARAK ÇÖZÜLMESİ VE TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNE UYGULANMASI | 43 |
| 4.2 SÜSPANSİYON DARALMASI PROBLEMİNİN BULANIK MANTIKLI KONTROLCÜ VASITASIYLA GİDERİLMESİ VE YÖNTEMİN ÇEYREK TAŞIT MODELİNE UYGULANMASI | 51 |
| 4.3 SÜSPANSİYON DARALMASI PROBLEMİNİN BULANIK MANTIK AYARLI PD (FUZZY PD) KONTROLCÜ UYGULANARAK ÇÖZÜLMESİ VE ÇEYREK TAŞIT MODELİNE UYGULANMASI | 57 |
| 4.4 SÜSPANSİYON DARALMASI PROBLEMİNİN BULANIK MANTIK AYARLI PD (FUZZY PD) KONTROLCÜ KULLANARAK ÇÖZÜLMESİ VE ÇEYREK TAŞIT MODELİNE UYGULANMASI | 64 |
| 5. TARTIŞMA VE SONUÇ | 72 |
| KAYNAKLAR | 74 |
| ÖZGEÇMİŞ | 76 |

ŞEKİL LİSTESİ

| | |
|--|----|
| Şekil 2.1: Bulanık mantık ayarlı PID kontrolcülü bir sistemin şematik yapısı..... | 5 |
| Şekil 3.1: Yay ve Sönümleyiciden Oluşan Mekanik Sistem [23]..... | 8 |
| Şekil 3.2: Bir taşıtın hareketleri [24]..... | 8 |
| Şekil 3.3: İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli..... | 11 |
| Şekil 3.4: Çeyrek taşıt modeline ait yol girişi..... | 14 |
| Şekil 3.5: Çeyrek taşıt modeli ana gövdesinin zamana göre deplasman cevabı..... | 15 |
| Şekil 3.6: Çeyrek taşıt modeli için ana gövde ivmesinin zamana bağlı değişimi..... | 15 |
| Şekil 3.7: Süspansiyon açıklığının zamanla değişimi..... | 16 |
| Şekil 3.8: Ana gövdenin yerdeğişiminin frekans cevabı..... | 16 |
| Şekil 3.9: Bir kontrol sisteminin temel yapısı..... | 17 |
| Şekil 3.10: Açık çevrim kontrol sistemi..... | 18 |
| Şekil 3.11: Kapalı çevrim kontrol sistemi..... | 18 |
| Şekil 3.12: P(Oransal) kontrolcülü sistemin şematik yapısı..... | 19 |
| Şekil 3.13: P(Oransal) kontrolcünün ana gövde deplasman hareketine etkisi..... | 20 |
| Şekil 3.14: P(Oransal) kontrolcünün ana gövdenin ivmesine etkisi..... | 20 |
| Şekil 3.15: P(Oransal) kontrolcünün ana gövdenin deplasman değişiminin frekans cevabına etkisi..... | 21 |
| Şekil 3.16: PI (Oransal + İntegral) etkili kontrol sisteminin şematik yapısı..... | 22 |
| Şekil 3.17: (Oransal + İntegral) etkili kontrolcünün ana gövde deplasman hareketine etkisi..... | 22 |
| Şekil 3.18: PI (Oransal + İntegral) etkili kontrolcünün ana gövde ivmesine etkisi..... | 23 |
| Şekil 3.19: PI (Oransal + İntegral) etkili kontrolcünün ana gövde deplasman değişiminin frekans cevabına etkisi..... | 24 |
| Şekil 3.20: PD (Oransal + Türev) etkili kontrol sisteminin şematik yapısı..... | 25 |
| Şekil 3.21: PD (Oransal + Türev) etkili kontrolcünün ana gövde deplasman hareketine etkisi..... | 25 |

| | |
|--|----|
| Şekil 3.22: PD (Oransal + Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin ivme hareketine etkisi | 26 |
| Şekil 3.23: PD (Oransal + Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin deplasman değişiminin frekans cevabına etkisi | 26 |
| Şekil 3.24: PID etkili kontrol sisteminin şematik yapısı..... | 27 |
| Şekil 3.25: Oransal kontrolcü için sürekli titreşim hali..... | 28 |
| Şekil 3.26: $K=100.000$ N/m için sönümlenen titreşim..... | 29 |
| Şekil 3.27: $K= 133500$ N/m için ana gövdenin sürekli titreşim hali..... | 30 |
| Şekil 3.28: Çeyrek taşıt modeli için PID kontrolcü blok diagramı | 30 |
| Şekil 3.29:PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin deplasman hareketine etkisi | 31 |
| Şekil 3.30:PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcünün ana gövde ivmesine etkisi | 31 |
| Şekil 3.31:PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin frekansına etkisi | 32 |
| Şekil 3.32:PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcünün süspansiyon daralmasına etkisi..... | 33 |
| Şekil 3.33: PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcü kuvveti..... | 33 |
| Şekil 3.34: Çeşitli geometrik şekillere sahip üyelik fonksiyonları | 34 |
| Şekil 3.35: Bulanık mantıklı kontrolcünün genel yapısı..... | 34 |
| Şekil 3.36: (a) Bir sistemin giriş üyelik fonksiyonları | 35 |
| Şekil 3.36: (b) Sonuç çıkarma aşaması | 36 |
| Şekil 3.36: (c) Durulaştırma ile kesin sonucun elde edilmesi..... | 36 |
| Şekil 3.37: Bulanık mantıklı kontrolcü için sistemin blok diagramı | 37 |
| Şekil 3.38: Çeyrek taşıt modeli için üyelik fonksiyonları, hata; hatanın zamanla değişimi ve kontrolcü kuvveti değişim aralıkları..... | 38 |
| Şekil 3.39: Kontrolcü kuvveti için kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri | 39 |
| Şekil 3.40:Bulanık mantıklı kontrolcünün çeyrek taşıt ana gövdesi deplasman değişimine etkisi | 39 |
| Şekil 3.41:Bulanık mantıklı kontrolcünün çeyrek taşıt ana gövdesi ivmesinin değişimine | |

| | |
|--|----|
| Şekil 4.14:Süspansiyon daralması olmayan PID kontrolcünün taşıt ana gövdesi deplasman frekans cevabına etkisi | 50 |
| Şekil 4.15:Süspansiyon daralması olmayan PID kontrolcünün taşıt ana gövde ivmesi frekans cevabına etkisi | 51 |
| Şekil 4.16:Süspansiyon daralması problemi olmayan bulanık mantıklı kontrolcü için üyelik fonksiyonları; hata, hatanın zamanla değişimi, kontrolcü kuvveti değer aralıkları | 53 |
| Şekil 4.17: Kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri | 53 |
| Şekil 4.18: Kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri | 53 |
| Şekil 4.19: Süspansiyon daralması problemi olmayan bulanık mantıklı kontrolcü blok diagramı | 54 |
| Şekil 4.20: Ana gövde deplasman hareketine bulanık mantıklı kontrolcünün etkisi..... | 54 |
| Şekil 4.21: Ana gövde ivmesinin zamanla değişimi | 55 |
| Şekil 4.22: Süspansiyon açıklığının zamanla değişimi | 55 |
| Şekil 4.23: Kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi | 55 |
| Şekil 4.24:Bulanık mantıklı kontrolcünün ana gövdenin deplasman frekans cevabına etkisi | 56 |
| Şekil 4.25: Bulanık mantıklı kontrolcünün ana gövde ivmesinin frekans cevabına etkisi | 56 |
| Şekil 4.26: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PD Kontrolcünün blok diagramı | 58 |
| Şekil 4.27: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PD Kontrolcünün alt blok diagramı | 58 |
| Şekil 4.28: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PD Kontrolcü için üyelik fonksiyonları; hata, hatanın zamanla değişimi, K_1 için değer aralıkları. | 59 |
| Şekil 4.29: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PD Kontrolcü için üyelik fonksiyonları; hata, hatanın zamanla değişimi, K_3 için değer aralıkları. | 60 |
| Şekil 4.30: K_1 ve K_3 için kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri..... | 60 |
| Şekil 4.31: Çeyrek taşıt modeli için yol girişi..... | 61 |
| Şekil 4.32: Ana gövde deplasman hareketine Fuzzy PD kontrolcünün etkisi | 61 |
| Şekil 4.33: Ana gövdenin ivmelenme hareketine Fuzzy PD kontrolcünün etkisi..... | 62 |

| | |
|---|----|
| Şekil 4.34: Süspansiyon daralması problemine Fuzzy PD Kontrolcünün etkisi..... | 62 |
| Şekil 4.35: Fuzzy PD kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi | 62 |
| Şekil 4.36: Fuzzy PD kontrolcünün ana gövde deplasman frekans cevabına etkisi | 63 |
| Şekil 4.37: Fuzzy PD kontrolcünün ana gövde ivmesinin frekans cevabına etkisi | 64 |
| Şekil 4.38: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PID Kontrolcünün blok diagramı | 65 |
| Şekil 4.39: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PID Kontrolcünün alt blok diagramı | 66 |
| Şekil 4.40: Fuzzy PID için üyelik fonksiyonları; hata, hatanın zamana göre ikinci türevi, K_2 'nin değişim aralıkları | 67 |
| Şekil 4.41: K_2 için kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri | 67 |
| Şekil 4.42: Çeyrek taşıt modeli için yol girişi..... | 68 |
| Şekil 4.43: Ana gövde deplasman hareketine Fuzzy PID kontrolcünün etkisi | 68 |
| Şekil 4.44: Ana gövdenin ivmelenme hareketine Fuzzy PID kontrolcünün etkisi | 69 |
| Şekil 4.45: Süspansiyon daralması problemine Fuzzy PID kontrolcünün etkisi | 69 |
| Şekil 4.46: Fuzzy PID kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi..... | 69 |
| Şekil 4.47: Fuzzy PID kontrolcünün ana gövdenin deplasman frekans cevabına etkisi.. | 70 |
| Şekil 4.48: Fuzzy PID kontrolcünün ana gövdenin ivmesinin frekans cevabına etkisi.. | 70 |
| Şekil 4.49: Fuzzy PID için sistemin robustluk testi | 71 |

TABLO LİSTESİ

| | |
|--|----|
| Tablo 3.1: Çeyrek taşıt parametreleri..... | 14 |
| Tablo 3.2: Çeyrek taşıt modeli için bulanık mantıklı kontrolcü kural tablosu..... | 37 |
| Tablo 4.1: Süspansiyon boşluğu kaybının giderilmesi için tasarlanan bulanık mantıklı kontrolcü için oluşturulan kural tablosu..... | 52 |
| Tablo 4.2: Fuzzy PD ve Fuzzy PID için Kural Tablosu | 59 |

SEMBOL LİSTESİ

| | |
|----------|---|
| b_1 | : Çeyrek taşıt modeli süspansiyon sistemi sönüm katsayısı |
| e | : Hata fonksiyonu |
| h | : Yol girişi yüksekliği |
| K | : Sistemin toplam kinetik enerjisi |
| K_p | : Oransal kontrolcü katsayısı |
| k_1 | : Çeyrek taşıt modeli lastik tekerlek yay katsayısı |
| k_2 | : Çeyrek taşıt modeli süspansiyon sistemi yay katsayısı |
| μ | : Bulanık mantıklı kontrol için üyelik fonksiyonu |
| m_1 | : Çeyrek taşıt modeli tekerlek ve aksın kütleleri toplamı |
| m_2 | : Çeyrek taşıt modeli ana gövde kütlesi |
| P | : Sistemin toplam potansiyel enerjisi |
| Q_i | : Genelleştirilmiş kuvvetler |
| q_i | : Genelleştirilmiş koordinat |
| r | : Referans değer |
| τ_i | : İntegral çarpanı |
| τ_d | : Türev çarpanı |
| T | : Sistemin periyodu |
| u | : Kontrolcü sinyali |
| U | : Kontrolcü kuvveti |
| y_0 | : Çeyrek taşıt modeli yol girişi |
| y_1 | : Çeyrek taşıt modeli taşıt gövdesinin titreşim hareketi |
| y_2 | : Çeyrek taşıt modeli aks ve tekerleğin titreşim hareketi |
| ω | : Sistem frekansı |

ÖZET

TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN BULANIK MANTIK AYARLI PID KONTROLÜ

Taşıt süspansiyon sistemlerinin tasarımları yapılırken, güvenli bir yol tutuş ve seyir konforu için, yay sabitleri ve amortisör sönümleme katsayıları en uygun biçimde seçilir. Ancak her ne kadar uygun katsayı seçimi yapılsa dahi, taşıtın yol girişlerine bağlı maruz kaldığı titreşimlerin en kısa zamanda sönümlenmesine olanak sağlanamaz. Bu oluşan mekanik titreşimler ancak uygulanacak olan kontrolcü kuvvetleri ile sönümlenebilir ve böylelikle de taşıta güvenli bir seyir ile birlikte seyir konforu da sağlanmış olunur.

Taşıt süspansiyon sistemlerinin kontrol metodlarında değişik yöntemler mevcuttur. Bu yöntemlerin çoğu, taşıtın maruz kaldığı mekanik titreşimleri sönümler. Bu uygulanan kontrol metodlarından biri de PID (Proportional-Integrative-Derivative) kontrol yöntemidir. Yöntemin taşıtlarda olduğu gibi sanayide de geniş kullanım alanları mevcuttur. Taşıtlarda kullanılması mümkün olan PID kontrol yöntemi her ne kadar oluşan mekanik titreşimleri sönümleyebilse de yöntemin bir eksik yanı vardır ki bu da PID katsayılarının sabit oluşudur. Oysa taşıtlar parametrik olarak değişken yapılı sistemlerdir. Örneğin bir taşıt için tasarlanan PID kontrolcü katsayıları sabit olduğu için, taşıtın kütlesi arttığında, aks mesafesi değiştiğinde, taşıtın ağırlık merkezi değiştiğinde, ön ya da arka aks kütleleri değiştiğinde ya da en önemlisi taşıta ait yol girişi değiştiği zaman oluşan mekanik titreşimlerin istenilen biçimde sönümlenmemesine neden olmaktadır. Bu nedenle PID kontrolcülerin taşıtta kullanılması pek anlam ifade etmez.

Taşıt süspansiyon sistemlerinin kontrolünde kullanılan diğer bir yöntem de bulanık mantıklı kontrolcü uygulamalarıdır. Bulanık mantıklı kontrolcüler gerek sisteme kolay uygulanabilirlikleri, gerekse de tasarımlarının kolaylıkları bakımından tercih edilmektedirler. Gerek sanayide gerekse de taşıtların süspansiyon sistemlerinin tasarımlarında tek bir kontrolcü yerine birden fazla kontrolcü kullanılmakta, böylelikle iki kontrolcünün birleşmesinden oluşan bu yeni kontrolcü bir kontrolcünün eksikliğini giderebildiği gibi diğerinin üstün taraflarını da sisteme aktarabilmektedir.

Bu düşünce ile bu çalışmada, yukarıda bahsi geçen mühendislik probleminin çözümü için tezde de anlatılacağı gibi PID katsayıları, bulanık mantıklı başka bir kontrolcü vasıtasıyla ayarlanacak ve yol girişine bağlı oluşan titreşimlerin sönümlenmesi için en uygun katsayılar dinamik olarak belirlenecektir. Bu çalışma mevcut kullanılan kontrol yöntemlerine yeni bir yaklaşım ve yenilik getirmekle birlikte, başka geliştirilecek olan yeni kontrol yöntemlerine de şüphesiz bilimsel ve teknolojik katkılar sağlayacaktır.

SUMMARY

FUZZY LOGIC TUNED PID CONTROL OF VEHICLE SUSPENSION SYSTEMS

When designing the vehicle suspension systems for a safety ride comfort, suspension spring and damper coefficients have to be chosen reasonably. In spite of proper coefficient choice, it may be inadequate to damp vehicle's mechanical vibrations related with road input. These mechanical vibrations can be suppressed with the controller forces thus, safe ride comfort can be provided.

There are several control methods for vehicle suspension systems. Most of these methods suppress the mechanical vibrations of the vehicle. One of them is PID (Proportional-Integrative-Derivative) controller and is not only used in vehicle suspension systems but also in industry. PID control method is used in vehicle suspension systems to reduce mechanical vibrations but, there may be problems with this method. Unfortunately PID coefficients are constant. Vehicles are also parametrically variable systems. For instance, PID controller coefficients are static. When vehicle mass increases, axis distance changes, vehicle's center of gravity changes, anterior or posterior axis mass changes or the most important of all, the road input related to the vehicle changes, the vibrations may not be damped as desired. Hence, to use PID controllers in vehicles do not make much sense.

An alternative method in designing vehicle suspension systems is using fuzzy logic controller. Fuzzy logic controller is preferred because of its simple application and design. In vehicle suspension systems design and industry, instead of using a single controller, a combination of two controller might give a better result. This new controller could eliminate the deficiency of one controller and hand on the advantage of the other controller.

In this study, a solution to an engineering problem as mentioned above, PID constants are tuned by a fuzzy logic controller to suppress vehicle vibrations related to road input dynamically. This study brings a new approach to develop control methods, and also it will certainly make a scientific and technologic contribution and improvement of present control methods.

1. GİRİŞ

Taşıtlar, seyir halinde iken sürücü ve yolcuların seyir konforunu olumsuz yönde etkileyen çeşitli titreşimlere maruz kalırlar. Bu titreşimlerin bir kısmı motordan ve aktarma organlarından, büyük bir çoğunluğu ise yoldan kaynaklanır. Bu titreşimler sönmümlenemedikleri takdirde sürücü ve yolcuların konforunu olumsuz yönde etkileyebileceği gibi taşıtın güvenli bir seyir yapmasına da engel teşkil ederler ve taşıttaki birçok mekanik aksamın yıpranmasına, zaman içerisinde de kullanılamamasına neden olurlar (metal yorgunluğu). Bu nedenle taşıtların tasarımında en önemli konulardan biri seyir konforu ve seyir güvenliğinin sağlanabilmesidir. Bunun sağlanabilmesi, taşıt süspansiyon sistemlerinin en etkin bir şekilde kontrolü ile mümkündür. Taşıt süspansiyon sistemlerinin kontrolü ise bugünün otomotiv endüstrisinin önemli problemlerinden biri olarak ele alınmaktadır.

Süspansiyonlar, temel olarak yoldan gelen dürtülerin sebep olduğu enerjiyi üzerinde toplayan bir yay ve bu enerjiyi ısı enerjisine çevirerek sönmümlen bir amortisörden oluşur. Süspansiyonların temel fonksiyonları, taşıt gövdesini yol pürüzlülüğü sebebiyle meydana gelen titreşimlerden korumak, tekerleklerin aks ile bütünlüğünü temin etmek, frenleme ve ivmelenme kuvveti gibi dış kuvvetler ve momentlere mukavemet göstermek, tekerleklerin yol temasını sağlamak, aracı kullanırken yapılan manevralarda kararlılığı ve kontrolü sağlamak böylece seyir konforunu gerçekleştirmektir.

Geleneksel süspansiyon sistemleri iki paralel parçadan oluşur. Bunlar yay ve amortisördür. Tasarımcılar yay ve amortisör katsayılarını tespit etmekte sorunlarla karşılaşılır. Önemli fakat birbirlerine ters iki faktör arasında bir uzlaşma sağlamak zorunda kalırlar. Bu faktörler seyir konforu ve yol temasıdır. İyi bir seyir konforu için yumuşak yaylar, fakat iyi bir yol teması için sert yaylar kullanmak gerekir. Öte yandan geleneksel süspansiyon sistemlerinde araç gövdesinin dinamiğinden kaynaklanan 1 Hz

civarında rezonans frekanslarından kurtulmak mümkün olamamaktadır. Bu, ancak taşıt süspansiyon sistemlerinde kullanılacak kontrolcüler vasıtasıyla giderilebilir.

Taşıtların süspansiyon sistemlerinde kontrolcüler kullanılmasının diğer bir nedeni ise, yay ve amortisör katsayıların seçimi ne olursa olsun oluşan titreşimlerin en kısa sürede giderilmesinin başka alternatifi olmamasıdır. Dolayısıyla taşıt süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi ilgi uyandıran bir konu olmuş ve geçtiğimiz yıllarda bu konuyla ilgili araştırma ve geliştirme çalışmaları hız kazanmıştır. Bu çalışmalar günümüzde de devam etmektedir ve hem ticari hem de bilimsel alanda çok önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Ticari çalışmalar, otomotiv üreticilerinin ürünlerinin performansını ve kalitesini artırma isteklerinden kaynaklanmaktadır.

Taşıtların seyir konforu ve sistem performanslarını daha fazla arttırabilmek için özellikle son yıllarda aktif süspansiyon sistemleri geliştirilmiştir. Bu tip süspansiyon sistemleri de kendi içinde yarı aktif ve tam aktif olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde yay ve amortisörün karakteristik özellikleri dışarıdan kontrol edilerek değiştirilmektedir. Tam aktif süspansiyon sistemlerinde ise süspansiyon içinde arzu edilen kuvveti oluşturabilmek için kuvvet üreteçleri bulunur. Sistemi harekete geçirebilmek için dış kuvvetlere ihtiyaç vardır.

Taşıt süspansiyon sistemlerinin yoldan gelen dürtüleri daha iyi karşılayabilmeleri için taşıt süspansiyon sistemlerine çeşitli kontrol yöntemleri uygulanmaktadır. Oldukça basit bir yapıya sahip olan PID kontrol yöntemi; robotik, işlem kontrolü, klima sistemleri, akışkan seviye kontrolü gibi birçok farklı alanda uygulanabilmektedir. Ancak bu kontrol yönteminin en büyük dezavantajı, parametre değişimlerinin veya dış bozucu etkilerin olduğu durumlarda sistemin sabit katsayılı olmasından dolayı iyi neticeler verememesidir. Bu tezde ise P, PD, PID, Bulanık Mantıklı Kontrol yöntemleri tanıtılarak taşıt süspansiyon sistemlerine uygulanacak, daha sonra PD ve PID kontrol yöntemindeki sabit katsayılar olan integral ve türev katsayıları (τ_i , τ_d) bulanık mantıklı kontrolcü vasıtasıyla dinamik olarak tespit edilecek, dolayısıyla sistem parametre değişiminden etkilenmeyecektir.

2. GENEL KISIMLAR

Günümüz gelişen teknolojisinde kontrol yöntemlerindeki yeni gelişmelere rağmen, endüstride en çok kullanılan denetim organları hala PID kontrolcülerdir. Bunun nedeni PID kontrolcülerin basit ve anlaşılır olmasının yanı sıra endüstrideki pek çok sistemin kontrolünde yeterli olmasıdır. Bununla beraber endüstrideki PID kontrolcülerin pek çoğunun iyi ayarlanmadıkları ve dolayısıyla sağlayabilecekleri başarımın altında bir başarımla çalıştırıldıkları da bilinen bir gerçektir [1]. PID kontrolcüler genellikle operatörler tarafından elle ayarlanmaktadır ve çoğunlukla operatörlerin PID kontrolcüler ve kontrol edilen sistem hakkında yeterli bilgi ve deneyime sahip olmaması bu sonucu doğurmaktadır. Ayrıca bu elle yapılan ayarlama işlemi, deneme ve yanılma şeklinde olduğu için hem çok zaman almakta hem de pahalı olmaktadır. Öte yandan zaman içinde sistemde, çalışma ve çevre koşullarında oluşan değişikliklerden dolayı PID kontrolcülerin yeniden ayarlanması gerekebilir. Bu durum sıkça oluştuğunda elle ayarlama sistemde sorun teşkil eder. Bu ve benzeri nedenlerden dolayı PID kontrolcülerin otomatik olarak ayarlanması büyük önem arz etmektedir.

Bilindiği üzere, PID kontrolcünün tasarımı sırasında üç parametrenin belirlenmesi gerekmektedir. Bunlar oransal katsayı K_p , türev katsayısı T_d ve integral katsayısı T_i dir. Bunların belirlenmesinde en çok Ziegler–Nichols yöntemi kullanılmaktadır [2]. Son yıllarda PID kontrolcülerin otomatik olarak ayarlanmasını konu alan birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı klasik Ziegler-Nichols ve benzeri yöntemlerin otomatik hale getirilmesi üzerine, bir kısmı da belirli bir kriter optimize edilerek PID parametrelerinin seçimi üzerine olmuştur [3]. Bir kısım çalışma ise ayarlanabilir ve kendi kendine ayarlanabilir kontrol tekniğindeki gelişmelere paralel olarak bu yapıda PID kontrolcüler üzerinde yoğunlaşmıştır [4,5].

PID kontrolcülere alternatif olarak bulanık mantıklı kontrolcüler kullanılabilir.

Endüstride kullanılan bulanık mantıklı kontrolcülerin çoğu PID kontrolcüler veya PI kontrolcüler ile aynı yapıya sahiptir. Zadeh'in [6] 1965 yılındaki bulanık mantıkla ilgili makalesi ile başlayan bu yeni kavram, ilk defa 1974 yılında Mamdani'nin [7] ilk bulanık mantık kontrol algoritmasını uygulamaya sokması ile bulanık mantıklı kontrolcüler endüstride kullanıma girmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcülerin en önemli avantajı, bir sistemin kontrolünde, uzman kişilerden dilsel ifadeler olarak alınan bilgilerin bulanık mantık kurallarıyla ifade edilebilmesi, diğer bir avantajı ise matematiksel modeli tam olarak bilinmeyen ve nonlineer sistemlere uygulanabilmesidir.

PID kontrolcü tasarımında bulanık mantık uygulaması iki ana sınıflandırmaya tabi tutulabilir: [8].

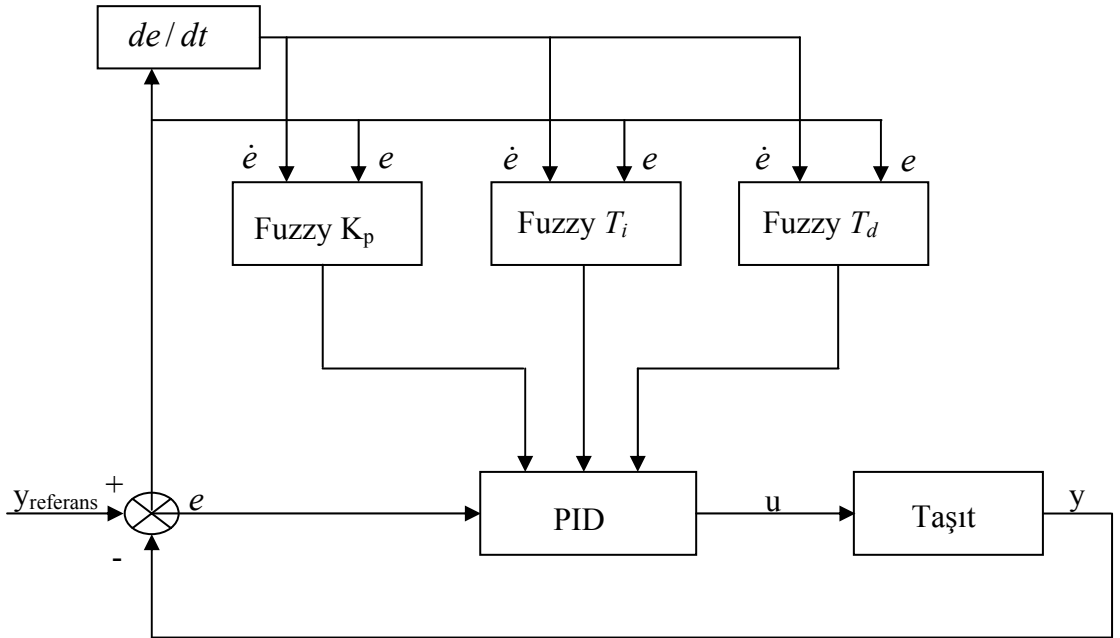
- (1) Burada kontrolcü bulanık mantıklı kontrolcüdür ve çıkışı direkt olarak kontrol edilen sisteme uygulanmaktadır. Üretilen kontrol işareti ise giriş çıkış bağıntısı ile klasik PID kontrolcü algoritmasına benzemektedir. Bundan dolayı literatürde bunlara bulanık mantıklı PID kontrolcüler (Fuzzy PID Controller) denmektedir [9].
- (2) Bu tip bulanık mantıklı PID kontrolcülerde ise bulanık mantık, klasik PID kontrolcünün parametrelerini ayarlamakta kullanılmaktadır. Bir başka deyişle PID kazançları dinamik olarak (online) ayarlanmaktadır ve kontrol edilen sisteme uygulanan kontrolcü işareti klasik PID kontrolcüden üretilmektedir. Bundan dolayı literatürde bunlara bulanık mantık kazanç ayarlı PID kontrolcü (Fuzzy Gain Scheduling Type PID Controller) denmektedir [10].

Genel olarak iki tip bulanık mantıklı PID kontrolcü vardır. Birincisi PD tipi bulanık mantıklı kontrolcüdür. Bu kontrolcüde girişler hata ve hatanın türevidir. Çıkış ise kontrol işaretidir. İkincisi ise PI tipi bulanık mantıklı kontrolcüdür. Bu kontrolcüde girişler yine hata ve hatanın türevi, çıkış ise kontrol işaretindeki değişimdir. PD tipi bulanık mantıklı kontrolcünün geçiş dönemi cevabı PI tipi bulanık mantıklı kontrolcüye göre daha iyidir. Ancak bazı durumlarda kalıcı hata sıfır olmayabilir [11].

Son yıllarda PD+I, PI+D, PD+PI gibi kombinasyonlar kullanılarak bulanık mantıklı PID kontrolcü tasarımları yapılmıştır [12, 13, 14, 15]. Bulanık mantıklı PID kontrolcü

tasarımı için normalde üç boyutlu bir kural tabanı gerekmektedir. Bunu oluşturmak zor olduğu gibi, kural sayısı da çok fazla olmaktadır. Bunun için bahsedilen kontrolcü kombinasyonları ile bu zorluklar aşılmaya çalışılmıştır. Bu yöntemlerin getirdiği avantajlardan birisi de giriş ve çıkış değerlerinin ölçeklendirilmesinde kullanılan faktörlerin ayarlanarak daha iyi performans elde edilebilmesidir.

Bu çalışmada, bulanık mantık kazanç ayarlı PID kontrolcü, aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolünde kullanılmıştır. PID kontrolcü parametrelerini ayarlayan bulanık mantıklı kontrolcü girişleri hata (e) ve hatanın zamana göre değişimleri (de/dt), çıkışları ise PID nin katsayıları olan K_p , T_d ve T_i dir.



Şekil 2.1 Bulanık mantık ayarlı PID kontrolcülü bir sistemin şematik yapısı

Bunun için Zhao ve diğ. [8] PID kontrolcünün katsayılarını belirlemek için bulanık mantık kullanmışlardır. Bulanık mantıklı kontrolcünün girişleri hata ve hatanın türevidir, çıkışları ise PID kontrolcünün katsayılarıdır. Elde edilen sonuçların sabit katsayılı kontrolcüye göre daha iyi olduğu görülmüştür. Jantzen, bir PID kontrolcünün K_p , T_d , ve T_i katsayılarını belirlemede, bulanık mantıklı kontrolcü kullanmanın uygulamasını

yapmıştır [16]. Burada, bulanık mantık kural tabanı, çıkış büyüklüğünün yerleşme zamanını iyileştirecek, aşımı azaltacak ve sürekli hal hatasını sıfırlayacak yönde üyelik fonksiyonlarının değişim aralıkları, deneme yanılma metoduyla ayarlanarak tespit edilmiştir. Yine Viljamaa ve Koivo [17] bulanık mantık ile PID katsayılarını ayarlayarak kontrol kuralını uyguladıkları sistemin kontrol performansını iyileştirmişlerdir. Bu katsayıların hangi aralıkta değişebileceğini deneyler yaparak belirlemişlerdir. Yukarıda belirtilen çalışmalarda PID kontrolcüde ve bulanık mantıklı kontrolcüdeki yetersizlikler bir araya getirilerek giderilmiştir. Bulanık mantık burada PID kontrolcünün katsayılarını ayarlayarak, istenilen kapalı çevrim cevabının dinamik olarak elde edilmesi sağlanmıştır. Yine Santos ve Dexter [18] bulanık mantık ile PID katsayılarını ayarlayarak, kontrol kuralını uyguladıkları sistemin kontrol performansını iyileştirmeyi başarmışlardır. Bir performans indeksi kriterine dayanan bulanık mantık ile PID katsayılarını ayarlayan çalışma Xu ve diğ. [19] tarafından yapılmıştır. Burada seçilen kriter, aşımı ve geçici rejim zamanını azaltan PID kontrol katsayılarını belirleme esasına dayanır.

Literatürde aktif süspansiyon sistemlerinin sadece bulanık mantıklı kontrolcü ya da sadece PID kontrolcü ile ilgili çalışmalar mevcuttur. D'Amato ve diğ. [20] çeyrek taşıt modelinde süspansiyon kontrolü için bulanık mantıklı aktif kontrolcü tasarlamışlardır. Hidrolik sistemi de kapsayan matematiksel bu modelde değişik yol girişlerine göre ana gövde titreşimleri incelenmiştir. Yoshimura ve diğ. [21] motoru da kapsayan yarım taşıt modelinde bulanık mantıklı kontrolcüyü uygulamışlardır.

Aktif süspansiyon sistemlerinde bulanık mantıklı kontrolcü uygulanmasında Rao ve diğ. [22] giriş olarak süspansiyon açıklığı ve ana gövdenin düşey yerdeğişim hızını alarak daha iyi seyir konforu sağlayan kontrolcü tasarlamışlardır.

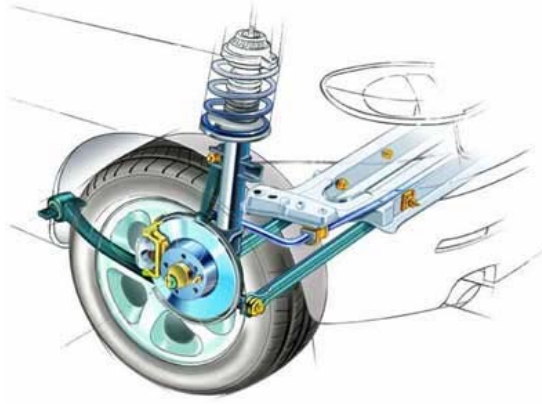
3. MALZEME VE YÖNTEM

3.1 TAŞITLARDA SEYİR KONFORU

Taşıtlar, seyirleri esnasında gerek motordan gelen gerekse yol dürtülerinden gelen titreşimlere maruz kalırlar. Bu oluşan titreşimler istenmediği gibi mekanik sistemlerin yapısına da çok ciddi zarar verirler. Değişik yol dürtülerinin oluşturduğu bu titreşimler, en kısa zamanda sönümlenemedikleri takdirde yolcuların seyir konforunu olumsuz yönde etkilerler.

Amortisörler, titreşim hareketinin sönümlenebilmesini sağlayan dolayısıyla taşıtı yol dürtülerinin yarattığı dış kuvvetlerden koruyan sistemlerdir. Bu sistem, bir helezon yay ve buna paralel bağlı bir sönümleyiciden oluşmaktadır. Amortisörler sürtünme yardımıyla, harekete zıt yönde ve hareketin hızına bağlı kuvvetler oluştururlar. Bu kuvvetler hareketi yavaşlatıcı bir etki yaratırlar. Böylece oluşan titreşimler zamana bağlı olarak sönümlenirler.

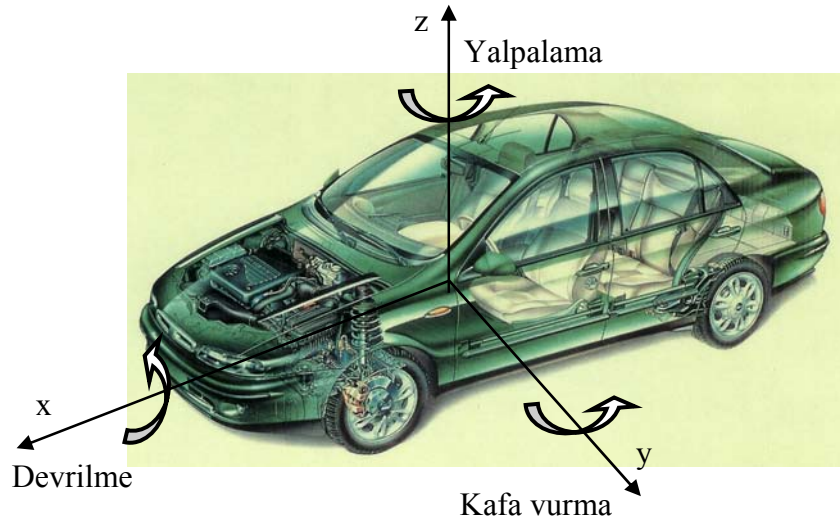
Oluşan titreşimlerin sönümlenmesinde, taşıtların seyir konforu açısından en önemli nokta sönümlenme süresidir. Bu süre ne kadar kısa olursa seyir konforu o kadar artar. Sönümlenme süresi uzadığında ise yolcular için seyir konforu azalır. Titreşim hareketinin sönümlenmesindeki asıl amaç, taşıtın yerden yüksekliğinin belli bir değerde sabit tutulması ve titreşim hareketi sonucunda yüksekliğinin eski konuma getirilmesidir. Bunun yanı sıra yol etkisiyle oluşan dış kuvvetlerin de azaltılması ve oluşan ani etkilerin giderilmesi gerekir. Bunun sağlanması rijit bir eleman kullanılarak mümkün olmadığı için, aks ve gövde arasında esnek eleman kullanılarak sorun giderilmeye çalışılır. Genel olarak binek araçlarda esnek eleman olarak helezon yaylar kullanılır. Bir taşıt modeline ait yay ve sönümleyiciden oluşan sistem Şekil 3.1 de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Yay ve Sönümleyiciden Oluşan Mekanik Sistem [23]

3.2 TAŞITLARIN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ

Taşıt gövdesinin hareketinin ortaya çıkardığı sonuçların incelenmesi için ilk olarak taşıtların fiziksel modeli oluşturulmalıdır. Bir taşıt altı serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 3.2 Bir taşıtın hareketleri [24]

Taşıtın dinamik bir sistem olarak en iyi şekilde incelenebilmesi için, süspansiyonları üzerinde yaptığı hareketlerin özelliklerine bakmak gerekir. Taşıtların dinamik davranışlarını genelde süspansiyonlar belirler. Taşıtların seyri esnasında, seyir konforuna etki eden en önemli elemanlar süspansiyonlardır. Şasinin devrilmesine engel olmak, tekerleklerin yolla temasını sağlamak, taşıt gövdesinin yol bozukluklarından etkilenmesini engellemek, aksın yolu takip edebilmesi için düşey uyumluluk göstermek, tekerleklerin aks üzerinde dengeli olarak durmasını sağlamak amortisörlerin temel işlevleri arasında yer alır. Süspansiyonlar kendi arasında üç sınıfta incelenebilir.

- Pasif süspansiyonlar
- Yarı aktif süspansiyonlar
- Tam aktif süspansiyonlar

3.2.1 Pasif Süspansiyonlar:

Pasif süspansiyonlar, zamana bağlı olmayan yay ve sönümleme özelliklerine sahip elemanlar içerir. Bu tip süspansiyonlar sıkışmış yayın enerjisini biriktirir ya da amortisör vasıtasıyla enerjiyi dağıtır. Amortisörlere dışarıdan herhangi bir enerji verilmez.

Kendinden seviye ayarlamalı süspansiyonlar, havalı süspansiyon olarak da bilinen ve havalı bir yay vasıtasıyla yükteki değişimlere uyabilen diğer pasif süspansiyon çeşididir. Ağır kamyonlarda, otobüslerde ve az miktarda yolcu taşıyan küçük yolcu taşıtlarında kullanılır. Bir seviye kontrol valfi, süspansiyon yer değiştirmesini gözler ve yay içindeki hava basıncı, yer değiştirmeyi istenen seviyeye getirmek için ayarlanır.

3.2.2 Yarı Aktif Süspansiyonlar:

Bu tip süspansiyonlarda, süspansiyona dışarıdan uygulanacak bir kuvvet veya gönderilecek bir sinyal sayesinde sistemin yay ve sönümleme katsayıları ayarlanır. Yarı aktif süspansiyon sistemleri; yavaş aktif, alçak bant ve yüksek bant şeklinde gruplara

ayrılır. Yavaş aktif sistemler daha çok bozuk yol ve zor manevra koşullarında ana gövdenin kafa vurma, sıçrama ve yuvarlanma hareketlerinin kontrolü imkanını sağlar. Yavaş aktif sistemlerde, süspansiyonun sönümlleme ve yay katsayısı seyir esnasındaki değişimlere cevap verecek şekilde ayarlanabilir.

3.2.3 Tam Aktif Süspansiyonlar:

Bu tipteki süspansiyon sistemlerinde kuvvet üreteçleri denilen ve süspansiyon sistemi içinde gereken kuvveti üreten teleskopik geometriye sahip elektromagnetik cihazlar ya da hidrolik kontrollü silindirler bulunur. Dışarıdan gelecek bir kuvvet sistemi amortisörü harekete geçirir.

Süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi için yapılan çalışmalar, taşıtın seyir performansını artırırken, taşıtın yol tutuşunda da aynı performansın sağlanabilmesini amaçlamaktadır. Süspansiyon kontrol edilirken, kontrol kuvvetleri sadece ihtiyaç duyulan zamanda uygulanır ve böylece seyir performansının artırılması için diğer özelliklerin değiştirilmesi gerekmez.

Aktif süspansiyon sistemlerinin tasarımı yapılırken çoğu zaman taşıtın gövde hareketi ve y eksenini boyunca yaptığı kafa vurma hareketi esas alınır. Yolculara gelen ivmenin en iyi biçimde sönümlenebilmesi için taşıtın bu yönlerde yaptığı titreşimler incelenmelidir. Araç gövdesine frenleme esnasında gelen kuvvet sonucunda taşıtın gövdesi ileri kafa vurma hareketi yapar. Kontrolcü, sönümlleme kuvvetini artırarak veya zıt kuvvetler uygulayarak bu hareketi engelleyebilir. Yoldaki bozukluklardan dolayı tekerlekler üzerinde oluşan dinamik yükler, aktif süspansiyonlar tarafından azaltılarak araç gövdesinin yol tutuş performansı da artırılmış olur. Yol düzlemindeki taşıtlara etki eden titreşimlerin kaynağı, yolun geometrik profili ve taşıtın hızıdır. Taşıtların yol üzerindeki hareketi esnasında meydana gelen ivmeler taşıttaki bazı mekanik parçaların titreşmesine ve bağlantıların gevşemesine sebep olabilir. Bu titreşimler maksimum değerine rezonans bölgelerinde ulaşır. Yol bozukluğundan dolayı oluşan zorlayıcı kuvvetin frekansı, taşıtın çeşitli kısımlarının doğal frekansı ile çakışması durumunda

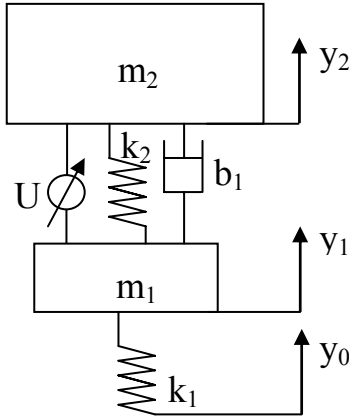
taşıtta rezonans başlar. Bu oluşan rezonans titreşim, yolcuların seyir konforunu olumsuz yönde etkilediği gibi, taşıttaki birçok mekanik aksamın da yıpranmasına, hatta kullanılamaz hale gelmesine neden olmaktadır.

3.3 TAŞITLARIN FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

Bu tezde, taşıtların dinamik davranışlarının incelenmesi için taşıt modeli olarak çeyrek taşıt modeli ele alınacak; yol girişine maruz kalan taşıtta meydana gelen mekanik titreşimlerin sönümlenebilmeleri için kontrolcüler tasarlanacak ve simülasyonları yapılarak incelenecektir.

3.3.1 İKİ SERBESTLİK DERECELİ ÇEYREK TAŞIT MODELİ

Çeyrek taşıt modeli, taşıttın $\frac{1}{4}$ kütlesi ile bir süspansiyondan oluşmaktadır (Şekil 3.3). Bu model, süspansiyon, yay ve amortisörden oluşmaktadır. Taşıtta meydana gelen titreşimlerin analizinin yapılabilmesi için taşıttın hareket denklemlerinin çıkarılması gerekir.



Şekil 3.3 İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli

| | | | |
|-------|---|-------|-------------------------------------|
| m_1 | Yarım aks ve tekerleğin toplam kütlesi | b_1 | Süspansiyon sistemi sönüm katsayısı |
| m_2 | Taşıttın gövdesinin $\frac{1}{4}$ kütlesi | y_0 | Yol Girişi |
| k_1 | Tekerlek yay katsayısı | y_1 | Tekerlek hareketi |
| k_2 | Süspansiyon yay katsayısı | y_2 | Taşıttın gövdesi hareketi |
| U | Kontrolcü kuvveti | | |

Bu durumda,

Sistemin toplam kinetik enerjisi:

$$K = \frac{1}{2}m_1\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{y}_2^2 \quad (3.1)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi:

$$P = \frac{1}{2}k_1(y_1 - y_0)^2 + \frac{1}{2}k_2(y_2 - y_1)^2 \quad (3.2)$$

Sistemin toplam sönümlenme terimi:

$$D = \frac{1}{2}b_1(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2 \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilir.

Lagrange genelleştirilmiş koordinat yöntemi ile hareket denklemlerinin elde edilmesi (3.4) de gösterilmiştir.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.4)$$

Burada;

Q_i Genelleştirilmiş kuvvetler

q_i Genelleştirilmiş koordinatlar

K Sistemin kinetik enerjisi

P Sistemin potansiyel enerjisi

D Sistemin sönümlenme enerjisi

olmak üzere çeyrek taşıt modelinin hareket denklemleri kolayca çıkarılabilir. Şekil (3.3) deki çeyrek taşıt modelinde, aks ve tekerleğin kütlesi ele alınırsa;

$q_1 = y_1$, $Q_1 = -u$ ise;

$$\frac{d\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{y}_1}\right)}{dt} = m_1 \ddot{y}_1 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y_1} = k_1(y_1 - y_0) + k_2(y_1 - y_2) \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{y}_1} = b_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) \quad (3.7)$$

Taşıt gövdesini ele alırsa;

$q_2 = y_2$, $Q_2 = u$ ise;

$$\frac{d\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{y}_2}\right)}{dt} = m_2 \ddot{y}_2 \quad (3.8)$$

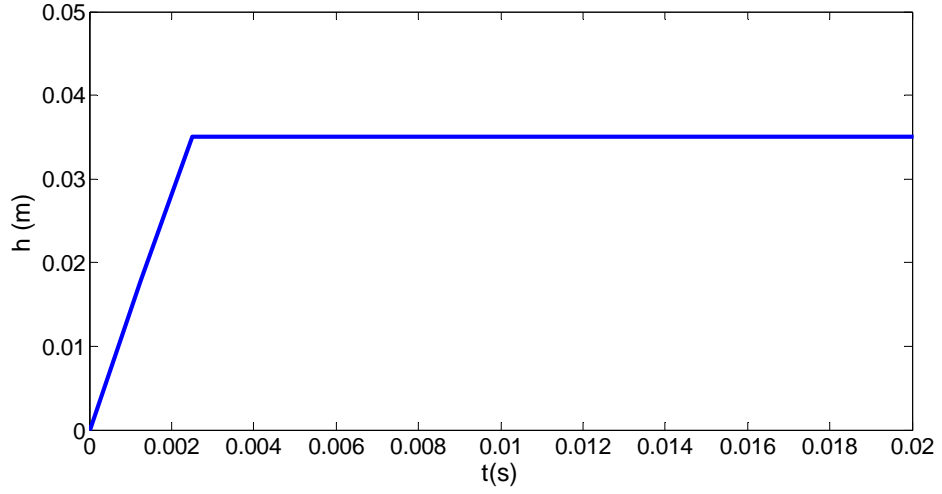
$$\frac{\partial P}{\partial y_2} = k_2(y_2 - y_1) \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{y}_2} = b_1(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \quad (3.10)$$

Bu durumda çeyrek taşıt modeline ait hareket denklemleri aşağıda ifade edildiği gibi olur.

$$m_1 \ddot{y}_1 + b_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1(y_1 - y_0) + k_2(y_1 - y_2) = -u \quad (3.11)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + b_1(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_2(y_2 - y_1) = u \quad (3.12)$$

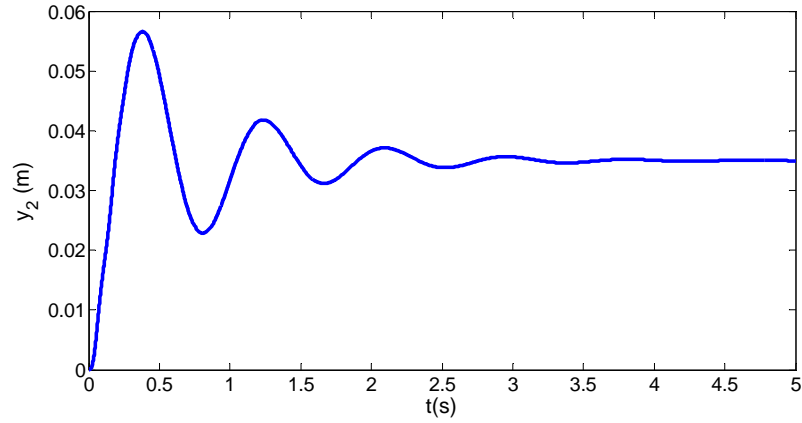


Şekil 3.4 Çeyrek taşıt modeline ait yol girişi

Şekil 3.3’de verilen çeyrek taşıt modeline ait yol girişine göre, taşıtın 0,035 m’lik bir rampadan geçtiği varsayılmaktadır. Bu durumda çeyrek taşıtın ana gövdesinin zamana göre yerdeğimi Şekil 3.5 de gösterilmektedir. Çeyrek taşıt modeline ait parametre değerleri Tablo 3.1 de gösterilmiştir.

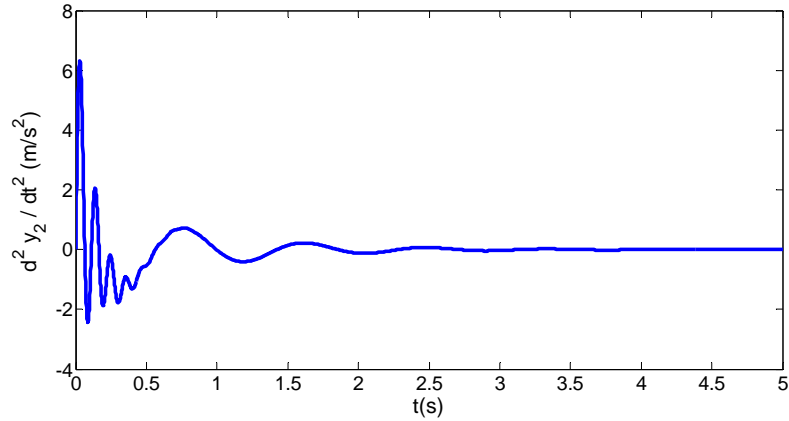
Tablo 3.1 Çeyrek taşıt parametreleri

| Parametreler | Numerik Değerler | Birimler |
|--------------|------------------|----------|
| m_2 | 250 | kg |
| m_1 | 50 | kg |
| b_1 | 800 | Ns/m |
| k_2 | 16000 | N/m |
| k_1 | 160000 | N/m |
| V | 20 | m/s |
| h | 0,035 | m |



Şekil 3.5 Çeyrek taşıt modeli ana gövdesinin zamana göre deplasman cevabı

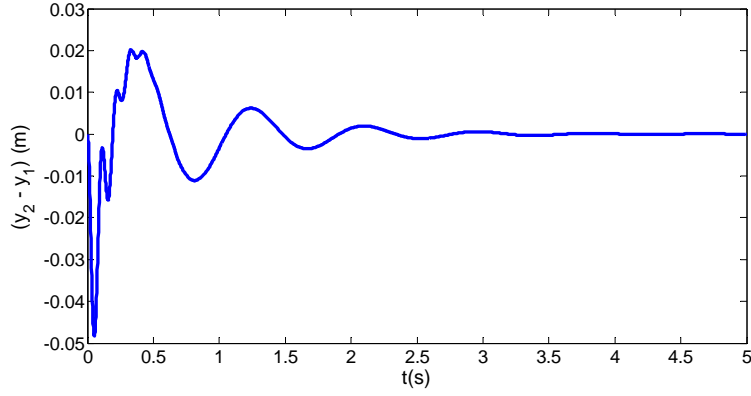
Şekil 3.5’de gösterildiği gibi taşıt Şekil 3.4 de gösterilen yol girişine maruz kaldığında taşıtın ana gövdesi bir salınım hareketi yapmış, 4 saniye gibi bir sürede titreşim hareketi sönümlenmiş ve 0,035 m’lik rampa yüksekliğine kavuşmuştur. Ancak 4 saniye gibi bir süre yolcuların konforunu olumsuz etkileyebilir. Taşıtların iyi bir seyir ve seyir konforu için bu sürenin azaltılması gerekmektedir ki bu ancak uygulanacak kontrolcüler ile mümkün olmaktadır.



Şekil 3.6 Çeyrek taşıt modeli için ana gövde ivmesinin zamana bağlı değişimi

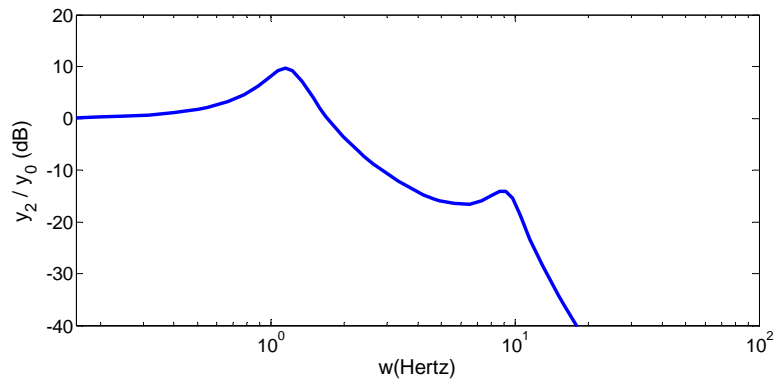
Şekil 3.6’deki grafikte taşıt ana gövde ivmesinin zamana göre değişimi görülmektedir. Taşıt ana gövdesi -2 ile 6 m/s² lik değer aralığında değişken ivmelenme hareketi yapmıştır. Bu ivmelenme sonucunda bir kuvvet oluşacağı için, yolcuların seyir konforu

olumsuz yönde etkilenecektir. Bu nedenle ivmelenme değerinin belli sınırlar içinde tutulması gerekmektedir. Taşıtın süspansiyon açıklığının zamana göre değişimi Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Süspansiyon açıklığının zamanla değişimi

Taşıtın ana gövdesi ile aks-tekerlek arasında bulunan yay zamanla 0,05m gibi bir değerden sıkışmaya başlamış fakat daha sonra yay daha fazla sıkışamayacağı için eğri sıfır değerine ulaşmıştır. Bu ise mühendislik açısından çok büyük bir problemdir. Çünkü yayın sıkışma miktarı belli olduğu için, yay belli bir süre sonra görev yapamayacak ve yoldan enerjiyi absorblayamayacaktır. Bu problemin çözümü için tezde bir yöntem bulunmuş olup, bulgular bölümünde bahsedilecektir.

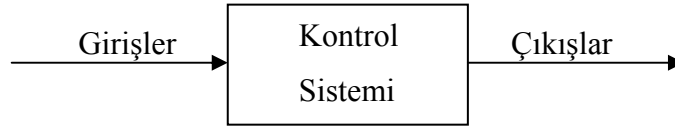


Şekil 3.8 Ana gövdenin yerdeğişiminin frekans cevabı

Şekil 3.8’de gösterildiği gibi ana gövde 1 Hz civarında, rezonansa girmektedir. Aks ve tekerleklerin bulunduğu mekanik sistem ise 10 Hz civarında rezonansa girmektedir. Eğer ana gövde titreşim genliği azaltılabilirse daha konforlu bir seyir sağlanır.

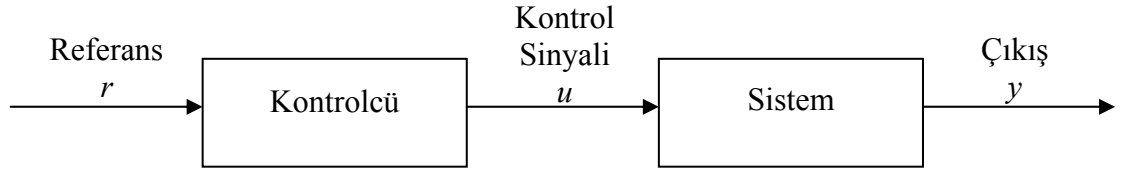
3.4 KONTROL SİSTEMLERİ

Bir sistemin çıkışlarını istenen değerlere ulaştırmak, ya da sistemin önceden mevcut bir durumunun devamlılığını sağlayabilmek için sistem üzerinde yapılan işlemlerin tümüne “kontrol” denir. Bir sistemin genel olarak çıkışlarını, bozucu etkilere rağmen istenen değerlere ulaştırmak için, gerekli kontrol işlemlerini gerçekleştirmek üzere kurulan sistemlere “kontrol sistemleri” denilir. Bir kontrol sistemin amacı, giriş bilgilerini kullanarak, çıkışları istediğimiz değere ulaştırmak ve bu değerde sabit tutmaya çalışmaktır. Şekil 3.9’da görüldüğü gibi bir kontrol sistemi girişler, kontrol sistemi ve çıkışlardan oluşmaktadır.

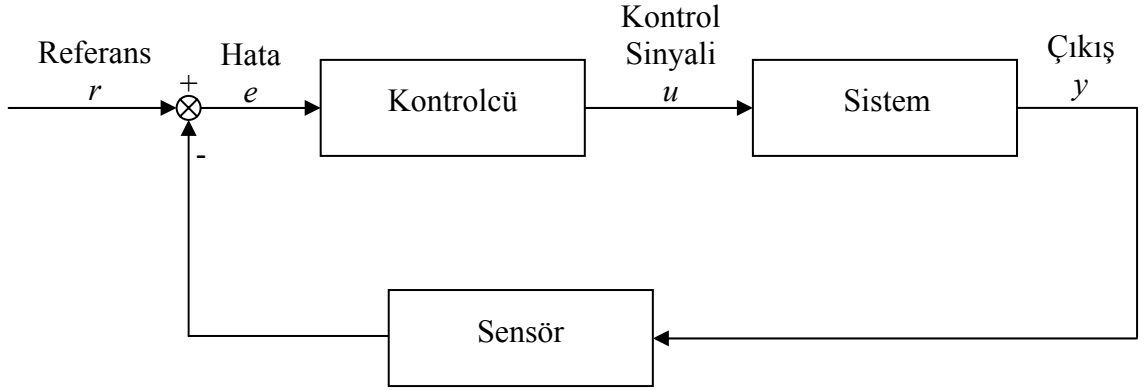


Şekil 3.9 Bir kontrol sisteminin temel yapısı

Kontrol sistemleri açık çevrimli ve kapalı çevrimli olmak üzere ikiye ayrılır. Şekil 3.10’da görülen açık çevrimli sistemde referans değerine bağlı olarak bir kontrol sinyali üretilmekte ve sisteme uygulanmaktadır. Böylece sistem çıkışı önceden belirlenen seviyelerde tutulmaya çalışılmaktadır. Ancak açık çevrimli kontrol sistemlerinde çıkış bilgileri tekrar işlenip kontrol sistemine ulaştırılmaz. Şekil 3.11’de ise bir kapalı çevrim kontrol sistemi yer almaktadır. Bu sistemde ise sistemin çıkış bilgileri geriye beslenmekte ve referans değeri ile karşılaştırılmaktadır. Aradaki farka (hata) göre kontrol sinyali üretilmekte ve sisteme uygulanmaktadır. Böylece daha anlamlı ve doğru neticeler elde edilebilmektedir.



Şekil 3.10 Açık çevrim kontrol sistemi



Şekil 3.11 Kapalı çevrim kontrol sistemi

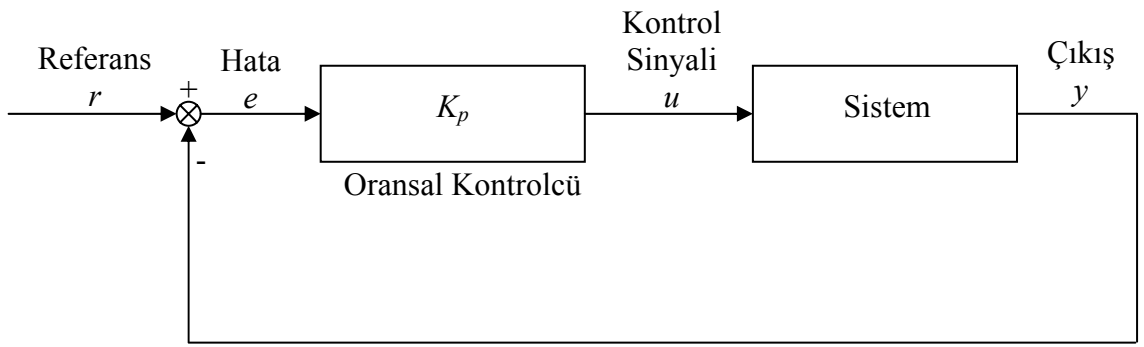
Kapalı çevrim kontrol sisteminde ölçülen çıkış bilgileri bir sensör vasıtasıyla kontrolcüye ulaştırılır. Kontrolcü, bilinen ya da amaçlanan referans değerinden ölçülen çıkış bilgisinin farkını alarak oluşan hatayı (e) hesaplar ve sistemi referans değerine ulaştırmaya çalışır.

3.4.1 P (Oransal) Kontrol

Oransal kontrolcüler olarak bilinen (P Kontrol) ve basit olduğu için de endüstride çok fazla uygulama alanı bulunan bu kontrol yöntemi çıkışı, bir oransal sabit yoluyla giriş oranlar. Diğer bir ifadeyle, oluşan hatayı bir oransal sabit ile çarparak kontrolcü sinyali (u) oluşturulur ve (3.79) daki şekilde ifade edilir.

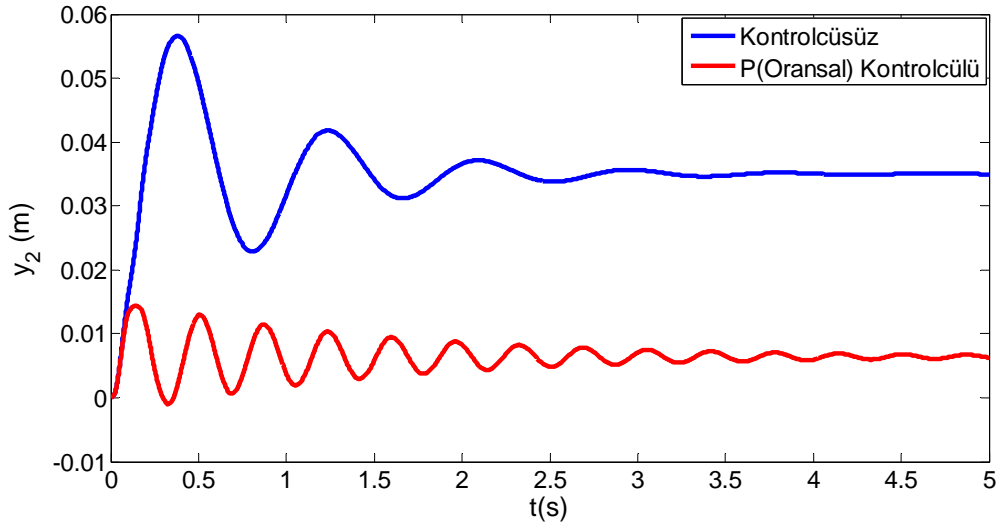
$$u(t) = K_p \cdot e(t) \quad (3.13)$$

Burada K_p , oransal kazanç olarak ifade edilir ve sabit bir değerdir. Oransal kontrolcü etkisinde kontrolcü sinyalinin büyüklüğü hatanın büyüklüğüne bağlıdır. Hata çok kk değerlerde olduğunda ise kontrolcü yeteri kadar sinyal üretemez ve bu nedenle P kontrolcülü sistemler kalıcı durum hatası verirler. K_p 'nin arttırılmasıyla kalıcı durum hatasını azaltmak mümkündür. Bu yöntemin en büyük avantajı uygulanmasının basit olmasıdır. Şekil 3.12' de oransal (P) kontrolcülü bir sistemin blok diagramı gösterilmektedir.



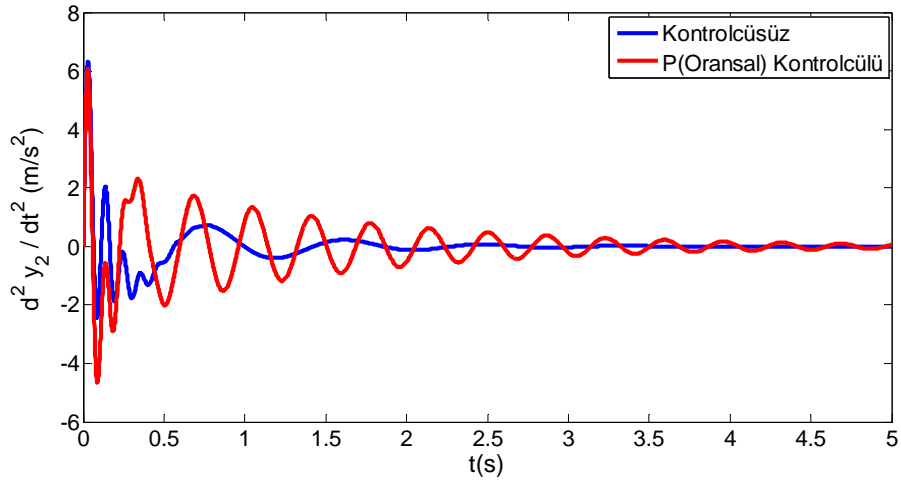
Şekil 3.12 P(Oransal) kontrolcülü sistemin Şematik yapısı

Bir eyrek taşıt modeline oransal kontrolcü uygulandığı taktirde Şekil 3.31'de gösterildiği gibi ana gövdenin titreşim hareketini oldukça geç sönümleyebilmiş ve bir miktar hata payı bırakmıŐ, arzu edilen referans (sıfır) değerine ulaŐamamıŐtır. Taşıtta herhangi bir kontrolcü kullanılmadığı durumda, ana gövde titreşimini 3,8 s gibi bir sürede kendiliğinden sönümlenmiş, oransal kontrolcü kullanıldığı zaman titreşim genliği düşmüş, ancak sönümlenme süresi uzamıştır.



Şekil 3.13 P(Oransal) kontrolcünün ana gövde deplasman hareketine etkisi

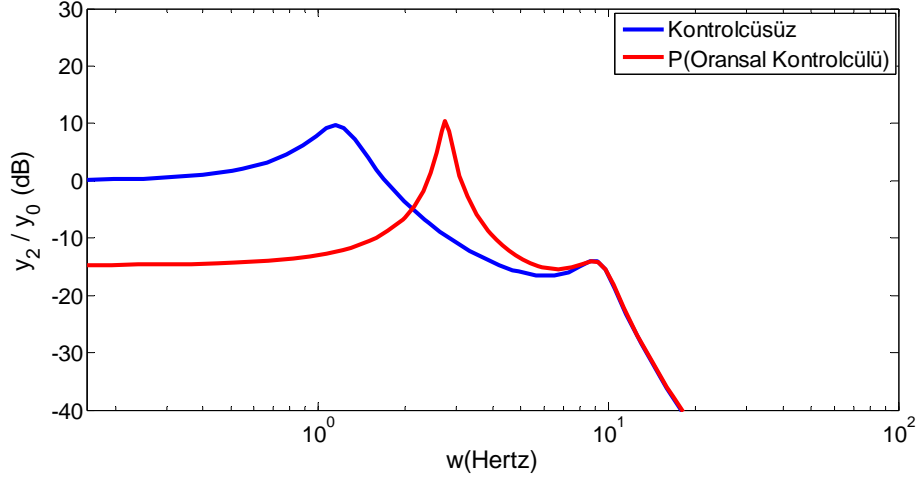
Ana gövdenin ivmesinin P(Oransal) kontrolcü kullanılmasıyla zamana bağlı değişimi Şekil 3.14'de gösterilmiştir. Oransal kontrolcü ana gövdenin ivmelenmesini arttırmış bu nedenle de konforu olumsuz etkilemiştir.



Şekil 3.14 P(Oransal) kontrolcünün ana gövdenin ivmesine etkisi

Şekil 3.15'de ana gövdenin deplasman değişiminin frekans cevabına P(Oransal) kontrolcünün etkisi gösterilmiştir. Kontrolcü kullanılmadığı durumda 10 dB genlik ve 1 Hz mertebelerinde olan ana gövdenin rezonans titreşim frekansı oransal kontrolcü

kullanıldığı durumda titreşim genliği düşmüş ancak ana gövde için yeni bir rezonans frekansı oluşmuştur. Bu ise hiç istenmeyen bir durumdur. Çünkü 3 Hz dolaylarında oluşan bu yeni rezonans frekansı yolcuların seyir konforunu ciddi biçimde olumsuz etkileyecektir. Bu nedenle taşıtlarda P(Oransal) kontrolcü kullanılması tercih edilmemelidir, diğer kontrol metotlarına yönelinmelidir.

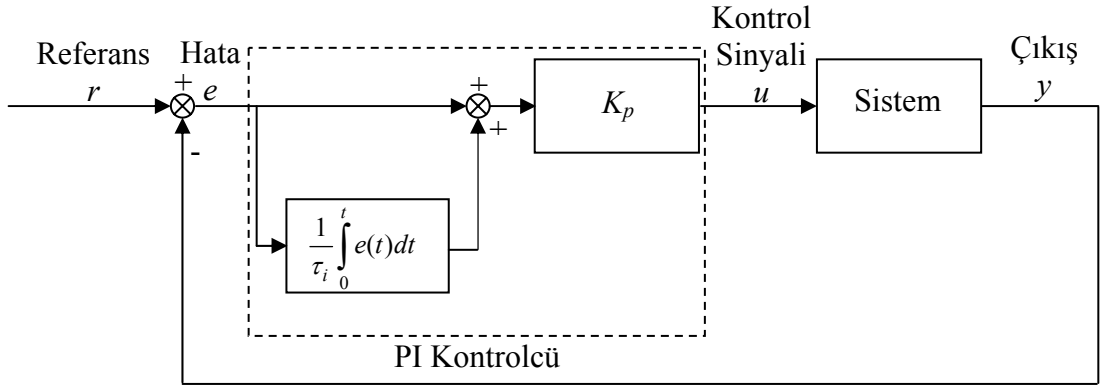


Şekil 3.15 P(Oransal) kontrolcünün ana gövdenin deplasman değişiminin frekans cevabına etkisi

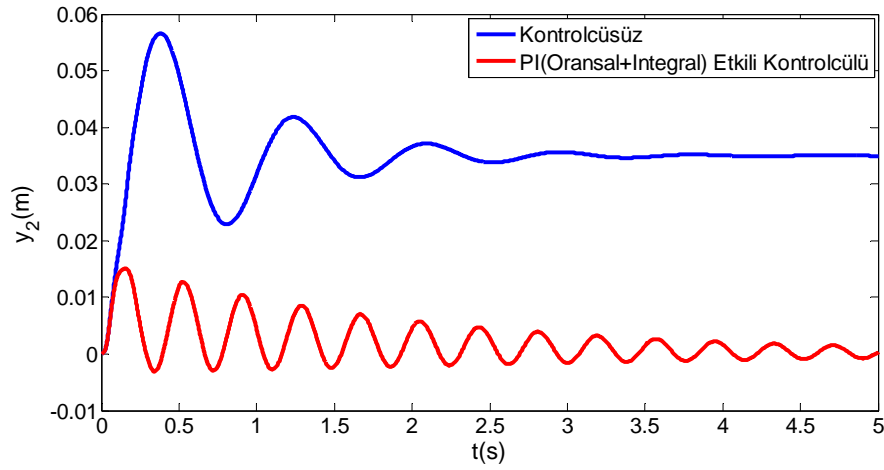
3.4.2 PI (Oransal + İntegral)Etkili Kontrol

Oransal etkili kontrolcülerde ortaya çıkan kalıcı durum hatasını gidermenin yolu, kontrolçüye hatanın integrali ile orantılı bir denetim etkisi ilave etmektir. İntegral etkinin çıkışı hatanın birikimi ile orantılıdır ve herhangi bir anda hatanın integrali büyük olursa büyük bir düzeltme etkisi etki eder. Uygulamalarda integral kontrolcüler genelde yalnız başlarına kullanılmazlar, daha çok oransal etki ile birlikte kullanılırlar. PI kontrolcüler için kontrolcü sinyali aşağıdaki gibi ifade edilir. Burada τ_i integral katsayısıdır. Sistemin blok diagramı Şekil 3.16'da gösterilmiştir.

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt \right) \quad (3.14)$$

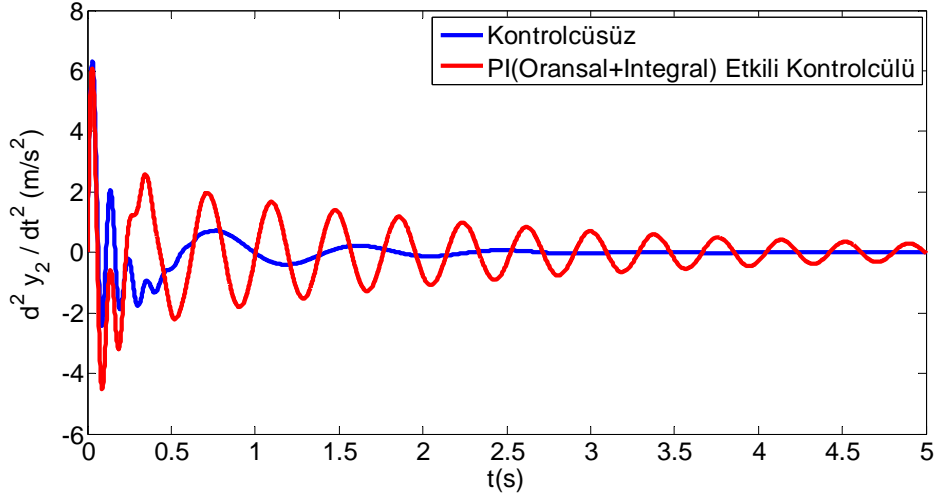


Şekil 3.16 PI (Oransal + İntegral) etkili kontrol sisteminin şematik yapısı



Şekil 3.17 (Oransal + İntegral) etkili kontrolcünün ana gövde deplasman hareketine etkisi

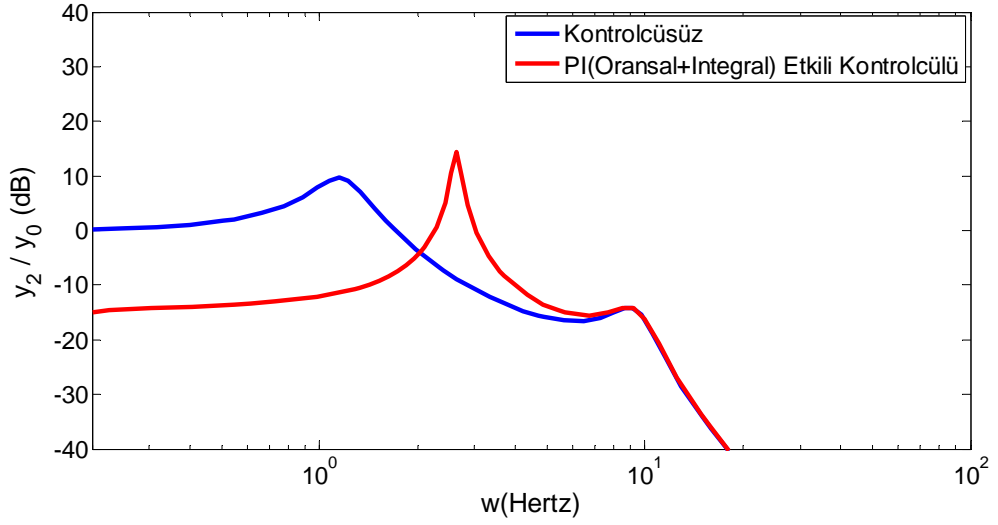
Şekil 3.17’de çeyrek taşıt modeline PI (Oransal+Integral) etkili kontrolcü uygulandığı durumda ana gövdenin yapmış olduğu düşey titreşim hareketinin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Kontrolcü kullanılmadığı durumda ana gövdenin 0,035 m’lik bir rampadan geçtiği durumda yapmış olduğu titreşimin genliği 0,05 m’nin üzerinde idi. PI kontrolcü, ana gövde titreşim genliğini düşürmeyi başarmış, hatta referans değer olan sıfır değerine de ulaştırmış ancak titreşimin sönümlenme süresini de oldukça arttırmıştır. Bu iyi bir durum değildir. Yolcular belki kısa genlikli titreşime maruz kalacak ama devamlı bir titreşim hareketi hissedeceklerdir. Ana gövdenin ivmelenme hareketine PI kontrolcünün etkisi Şekil 3.36’da gösterilmiştir.



Şekil 3.18 PI (Oransal + İntegral) etkili kontrolcünün ana gövde ivmesine etkisi

Şekil 3.18’de gösterildiği gibi taşıta PI kontrolcü uygulandığı takdirde taşıtın ana gövdesinin kontrolcüsüz duruma göre ivmesi artış göstermiştir ve titreşimin sönümlenme süresi de uzamıştır. Kontrolcüsüz durumda 2 s gibi sürede sönümlenen titreşim, PI kontrolcü kullanıldığında 5 s’de bile sönümlenememiştir. Bu da yolcuların konforunu olumsuz şekilde etkilemiştir. Bu da taşıt süspansiyon sistemlerinin kontrolünde PI kontrolcünün tercih edilmemesi gerektiğini bize gösterir.

Uygulanan kontrolcünün başarısını görebilmenin bir yolu da frekans cevabını incelemekten geçer. Şekil 3.19’da PI kontrolcünün ana gövde deplasman değişiminin frekans cevabına etkisi gösterilmiştir.



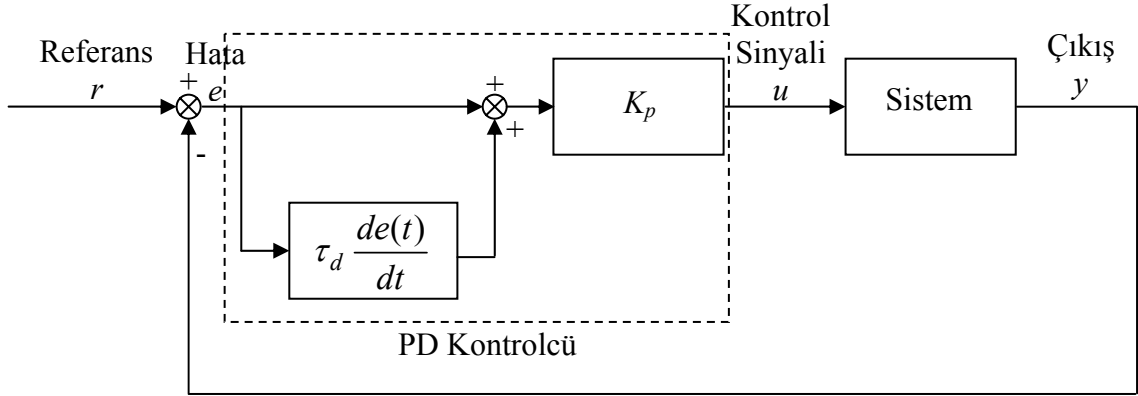
Şekil 3.19 PI (Oransal + İntegral) etkili kontrolcünün ana gövde deplasman değışiminin frekans cevabına etkisi

PI kontrolcünün taşıtın ana gövde düşey deplasman değışimine etkisi incelendiğinde, uygulanan kontrolcünün yine başarılı olmadığı gözükmemektedir. 1 Hz civarında ve 10 dB şiddette meydana gelen tekerlek ve akslara ait rezonans titreşim frekansı, PI kontrolcü kullanıldığı zaman artmış ve 2-3 Hz civarına ulaşmıştır. Benzer şekilde titreşim şiddeti de 10 dB mertebelerinden 15 dB dolaylarına yükselmiştir.

3.4.3 PD (Oransal + Türev) Etkili Kontrol

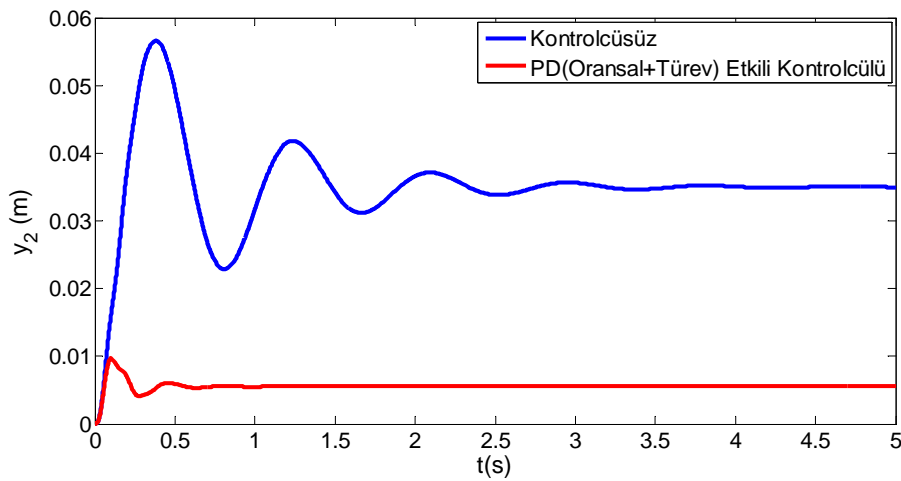
Türev etkinin en önemli üstünlüğü, sistemde büyük bir hata çıkmadan önce kestirmesi ve düzeltme etkisi sağlamasıdır. Türev etkisi aynı zamanda sistemin tepki sürenini arttırmada önemli rol oynar. Önceden algılama etkisi olarak da bilinen türev etki daha hata başlar başlamaz harekete geçer. Bir sabitin türevi sıfır olduğundan, türev etkinin zamanla değışmeyen sabit hata üzerine etkisi yoktur ve bu nedenle kontrol sistemlerinde yalnız başlarına kullanılmaz, ancak diğer kontrol etkileriyle birleştirilerek kullanılabilir. Oransal etki ve türev etkisiyle birleştirilirse kontrol etkisi (u) aşağıdaki ifadeyi alır. PD etkili kontrol sisteminin şematik yapısı Şekil 3.20’de gösterilmiştir.

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \tau_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (3.14)$$



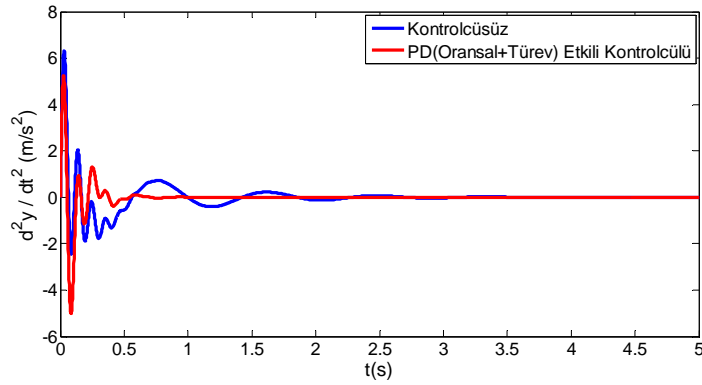
Şekil 3.20 PD (Oransal + Türev) etkili kontrol sisteminin şematik yapısı

Oransal etki hatadaki değişimlere hızlı tepki göstermekle beraber hatanın değişim hızına duyarlıdır. Bu durumda hatanın değişim hızına duyarlı olan türev etkisinin ilavesi uygun olmaktadır. Türev etkinin sistemin kalıcı durum hatasına pek etkisi yoktur; sadece sistemin cevap hızını artırır ve mekanik sistemlerde uygulanan kontrol yöntemlerindeki sönümlenmeyi kolaylaştırır. Şekil 3.21’de bir çeyrek taşıt modeline uygulanan PD kontrolcünün ana gövde deplasman değişimine etkisi gösterilmiştir.



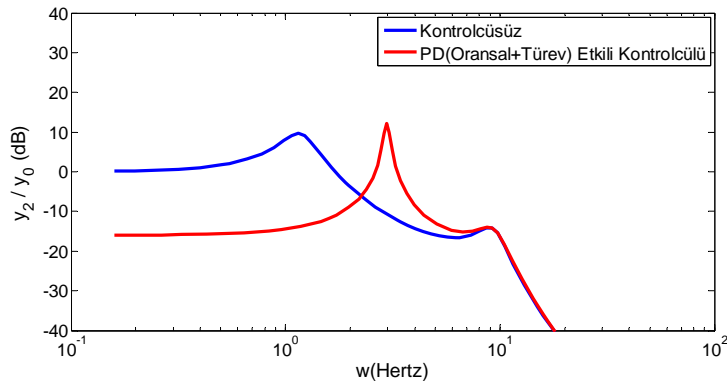
Şekil 3.21 PD (Oransal + Türev) etkili kontrolcünün ana gövde deplasman hareketine etkisi

Şekil 3.21'deki çeyrek taşıt modeline PD kontrolcünün ana gövde titreşim hareketi incelendiğinde oldukça başarılı bir sonuç gözükmektedir. PD kontrolcü ana gövde titreşim hareketinin genliğini önemli ölçüde düşürmeyi başarabilmiş ancak sıfırlayamamıştır. 0,005 m gibi bir hata kalmıştır. Bu hata ancak bir integral etki ilavesi ile sıfırlanabilir. PD kontrolcünün ana gövde ivmelenmesine etkisi de oldukça başarılıdır. Kontrolcüsüz durumda 6 m/s^2 lik bir ivme değerine ulaşan ve yaklaşık 3 s gibi bir sürede sönümlenebilen ana gövde titreşimi, PD kontrolcünün etkisi ile 1 s'den daha az sürede sönümlenebilmiş ve titreim genliği de azalma göstermiştir.



Şekil 3.22 PD (Oransal + Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin ivme hareketine etkisi

PD (Oransal + Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin deplasman değişiminin frekans cevabına etkisi Şekil 3.23'de gösterilmiştir. PD kontrolcü frekans cevabında çok başarılı olamamıştır. Kontrolcüsüz durumda 1 Hz mertebelerinde titreşen tekerlek ve aks sistemi kontrolcü kullanıldığı durumda 2-3 Hz mertebelerinde rezonans frekans doğurmuştur.



Şekil 3.23 PD (Oransal + Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin deplasman değişiminin frekans cevabına etkisi

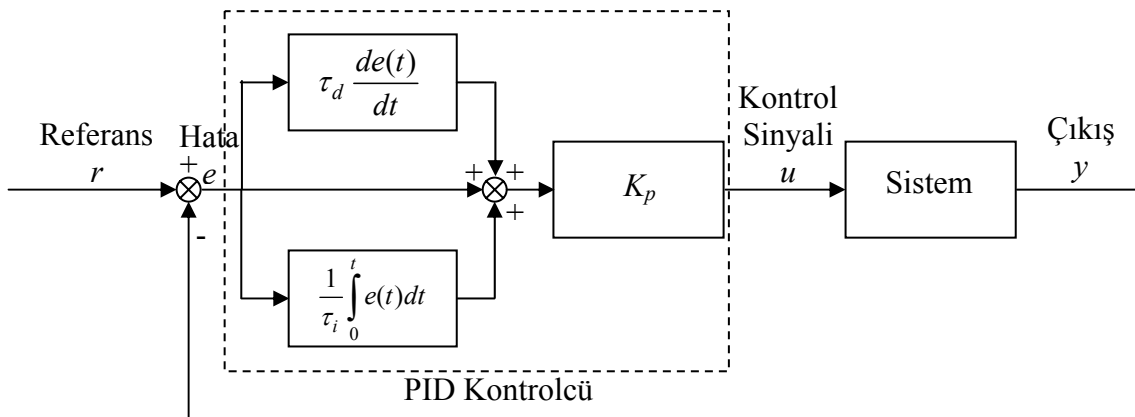
3.4.4 PID (Oransal + Türev + İntegral) Etkili Kontrol

Oransal-integral-türev etkili kontrolcüler olarak adlandırılan modern endüstride çok geniş bir kullanım alanı olan, lineer olduğu gibi non lineer de tüm sistemler için de uygulanabilen, en çok bilinen ve en yaygın olarak kullanılan bir kontrol metodudur. Üç temel kontrol etkisinin üstünlüklerini tek bir birim altında birleştiren bir kontrol etkisidir. İntegral etkide sistemde ortaya çıkabilecek kalıcı durum hatası sıfırlanırken, türev etkide sistemin kararlılığı ve cevap hızı artmakta idi. Buna göre PID kontrol metodu, sistemde sıfır kalıcı durum hatası barındıran, sistemin hızlı ve kararlı cevap vermesini sağlayan P, PI ve PD kontrol etkilerinin üçünün de üstünlüklerini bir arada barındıran etkin ve en çok tercih edilen kontrol uygulamasıdır.

İstatiklere göre günümüz endüstrisinde kontrolcülerin %90 dan fazlasının PID Kontrolcülerden oluştuğu, geri kalanının da programlanabilir mantık kontrolcülerini (PLC) olduğu ifade edilmektedir.

Hata fonksiyonu olarak tanımlanan $e(t)$ fonksiyonu, referans olarak alınan değer ile kontrol edilen gerçek değer arasındaki fark olup, zamana bağlı değişim göstermektedir. Kontrolcünün ürettiği kuvvet $u(t)$ zamana bağlı olup, (3.15)'deki gibi ifade edilir.

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt + \tau_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (3.15)$$



Şekil 3.24 PID etkili kontrol sisteminin şematik yapısı

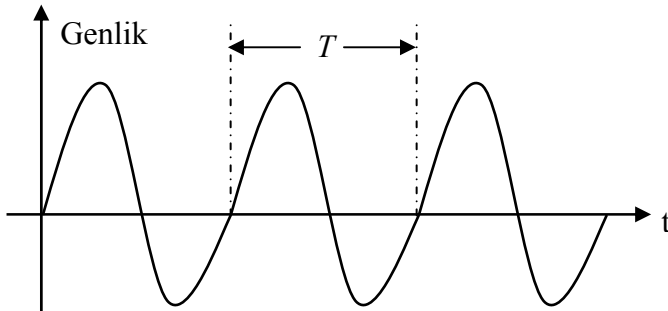
PID kontrolcülü bir sistemin blok diagramı Şekil 3.24’de gösterilmiştir. Burada; K_p oransal sabit, τ_i integral sabiti, τ_d ise türev sabitidir. Bu sabitlerin bulunmasında Ziegler - Nicols yöntemi kullanılabilir. Bu tezde ise PID kontrolcünün katsayıları, daha sonra anlatılacak olan kontrol metodlarından bulanık mantıklı bir kontrolcü vasıtasıyla belirlenecektir. Ziegler – Nichols metoduna göre sistem önce P (Oransal) Kontrolcü yapılır.

$$u(t) = K_p \cdot e(t) \quad (3.16)$$

K_p sabiti ile deneme yanılma ile sistem için aynı genliklere sahip sürekli titreşim hali elde edilir. (Şekil 3.25) Bu haldeki K_p 'ye K_{mak} dersek; Ziegler – Nichols’a göre:

$$K_p = 0.6K_{mak} \quad (3.17)$$

olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.25 Oransal kontrolcü için sürekli titreşim hali

Burada, T sürekli titreşen sistemin periyodudur. PID kontrol yönteminde integral sabiti τ_i Ziegler – Nichols’a göre:

$$\tau_i = \frac{T}{2} \quad (3.18)$$

ve türev sabiti τ_d :

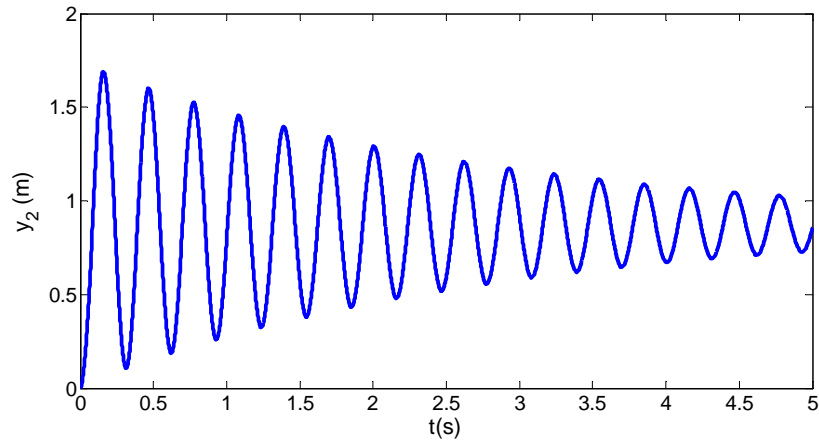
$$\tau_d = \frac{T}{8} \quad (3.19)$$

olarak belirlenmiştir.

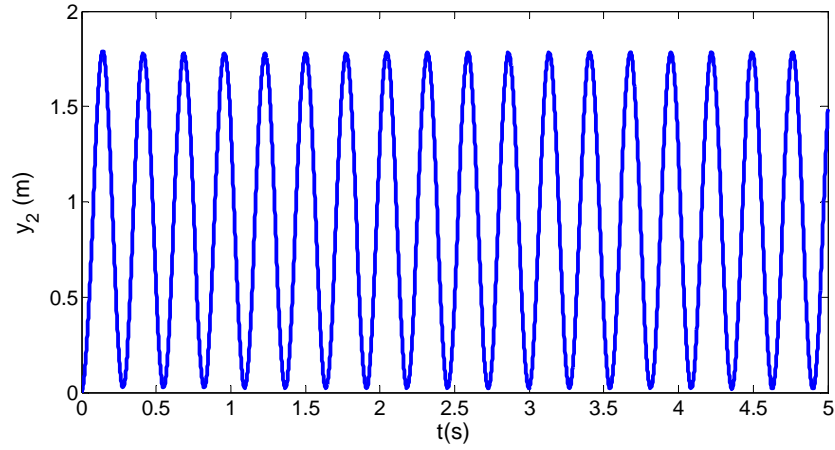
PID kontrol sisteminin mekanik sistemlerin kontrolündeki dezavantajlarından biri belirlenen katsayıların statik oluşu yani değişmemesidir. Örneğin bir taşıt, belirli bir yol girişine maruz bırakıldığında PID katsayıları belirtilen metotla (Ziegler- Nichols) kolayca belirlenip, sistemi kontrol etmek mümkün olmaktadır.

Ancak yol girişi değiştiğinde ise PID katsayıları değişmeyeceğinden sisteme uygulanan kontrolcü kuvveti yetersiz ya da anlamsız kalacaktır çünkü bulunan katsayılar bir önceki yol girişine aittir. Bu tezde ise daha önce de bahsedildiği gibi bu katsayılar dinamik olarak bir bulanık mantıklı kontrolcü tarafından belirlenecektir ve dolayısıyla taşıt, bilinen başka yol girişlerine maruz kaldığı zaman bulanık mantıklı kontrolcü bu yol girişlerine bağlı olarak PID katsayılarını belirleyecektir.

Sisteme oransal kontrolcü uygulandığında Şekil 3.26'da görüldüğü gibi $K=100.000$ N/m için; sönümlenen bir titreşim elde edilmiştir. Sürekli titreşim elde etmek için, K değerleri ayarlanarak $K= 133500$ N/m için; ana gövde için sürekli titreşim elde edilir. Bu durum Şekil 3.27'da gösterilmiştir.



Şekil 3.26 $K=100.000$ N/m için sönümlenen titreşim



Şekil 3.27 $K=133500$ N/m için ana gövdenin sürekli titreşim hali

Burada titreşimin periyodunu ölçersek $T=0,27$ s bulunur.

$$K = 0,6 K_{mak} \rightarrow K = 0,6 \times 133500 = 80100 \text{ N/m}$$

Bu durumda;

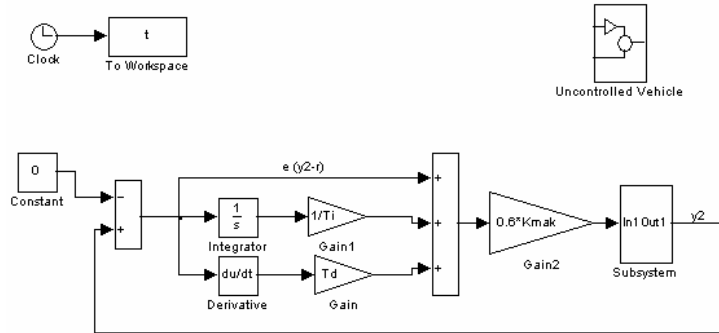
$$T = 0,27 \text{ s ise}$$

$$\tau_i = \frac{T}{2} = 0,135 \text{ s}$$

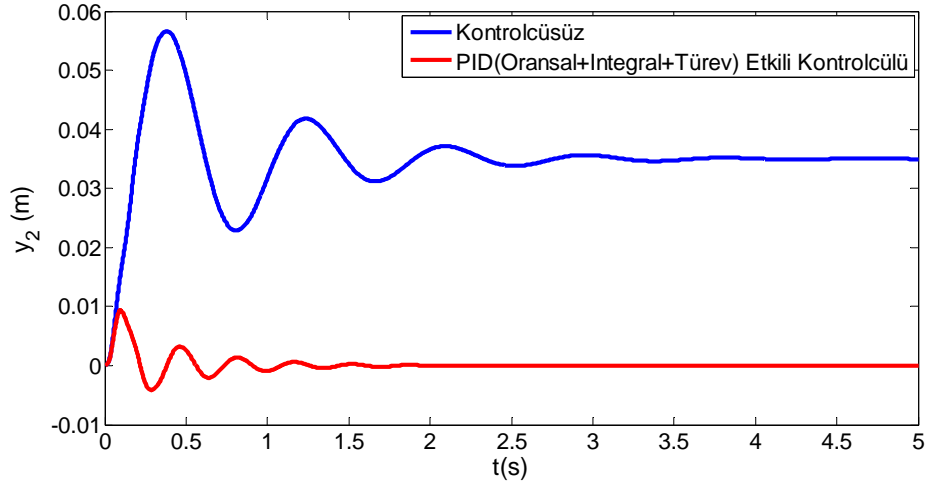
$$\tau_d = \frac{T}{8} = 0,033 \text{ s}$$

bulunur.

Şekil 3.47’de çeyrek taşıt modeli için PID kontrolcü tasarımı gösterilmiştir.

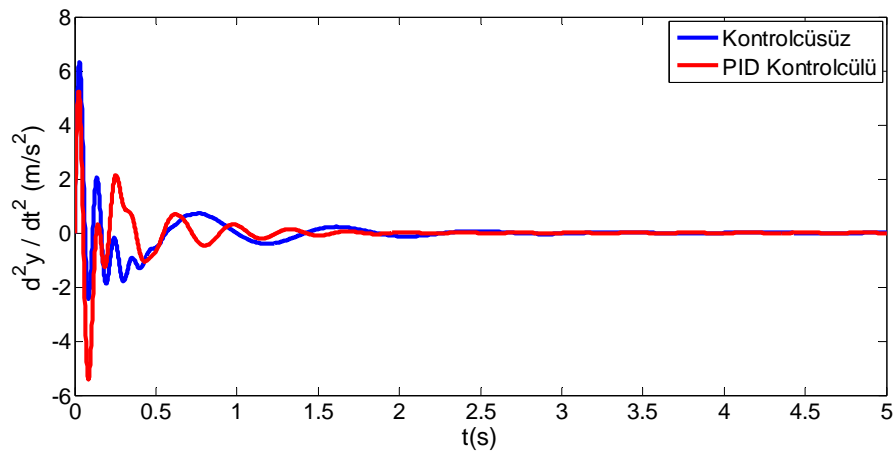


Şekil 3.28 Çeyrek taşıt modeli için PID kontrolcü blok diagramı



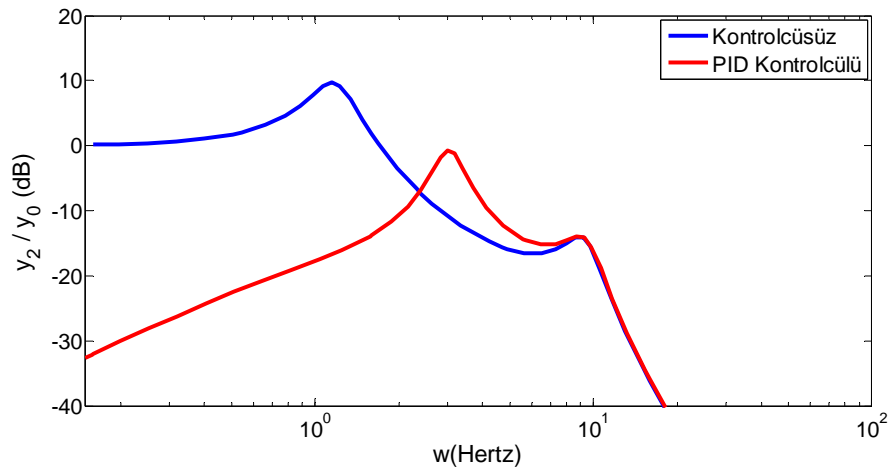
Şekil 3.29 PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin deplasman hareketine etkisi

Şekil 3.29’de PID kontrolcünün ana gövdenin yerdeğişim hareketine etkisi gösterilmektedir. PID kontrolcü oldukça başarılı sönümleyebilmiş, aynı zamanda hatayı sıfırlamayı başarmıştır. Bunu ne PD ne de PI kontrolcü başarabilmiştir. Sadece konum-zaman cevabına bakmak bir kontrolcünün başarısı belirlemeyeceğinden ana gövdenin ivme-zaman cevabına da bakmak gerekir. Şekil 3.30’da PID kontrolcünün ana gövdenin ivmesine etkisi gösterilmiştir. PID kontrolcü PD kontrolcüye göre ivmeyi daha başarısız bir şekilde sönümleyebilmiştir ancak PI kontrolcüden daha başarılı bir sonuç sergilemiştir.



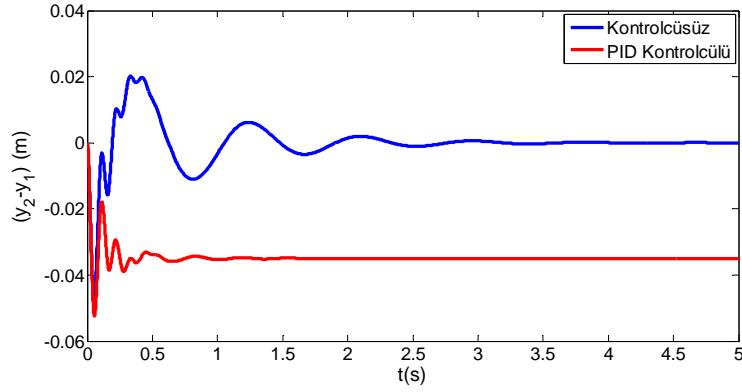
Şekil 3.30 PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcünün ana gövde ivmesine etkisi

Ana gövdenin frekans cevabına PID kontrolcünün etkisi incelenirse, PI ve PD kontrolcüye göre daha başarılı da olsa, ana gövdenin rezonans frekansını düşürememiştir. Daha düşük genlikli de olsa yeni ve daha büyük bir rezonans frekansı oluşturmuştur. Bunun da yolcuların konforunu olumsuz etkileyeceği aşıkardır. Tekerlek ve aks sisteminin rezonans titreşim frekansında bir değişiklik meydana gelmemiştir ve 10 Hz lik bir değerde kalmıştır. Ana gövdenin rezonans frekansı ise 1 Hz mertebelerinden 2-3 Hz mertebelerine yükselmiştir. Bu durum Şekil 3.31’de gösterilmiştir.

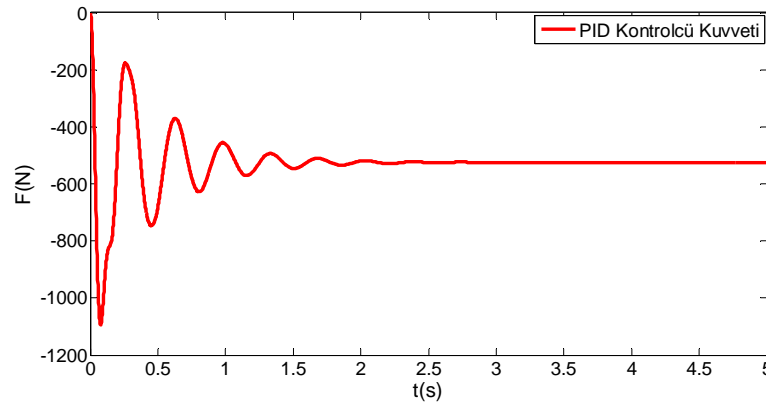


Şekil 3.31 PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcünün ana gövdenin frekansına etkisi

Şekil 3.32’de süspansiyon yaylarındaki daralmanın zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Kontrolcüsüz durumda yaylarda hiç açıklık meydana gelmezken, PID kontrolcü kullanıldığı durumda yaylar yaklaşık 0,04 m kısalmıştır. Süspansiyonlardaki daralma probleminin çözümü için tezde bir method bulunmuş ve PID kontrolcüde uygulanmıştır. Bir kontrol sisteminde, kontrolcü kuvvetinin üretilip üretilmeyeceğini anlayabilmek için kontrolcü kuvveti-zaman grafiği incelenmelidir. Şekil 3.33’de üretilen PID kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi gösterilmiştir. Grafiğe göre sistem yaklaşık 1000 N’luk bir kuvvete gereksinim duymaktadır.



Şekil 3.32 PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcünün süspansiyon daralmasına etkisi



Şekil 3.33 PID (Oransal + İntegral+ Türev) etkili kontrolcü kuvveti

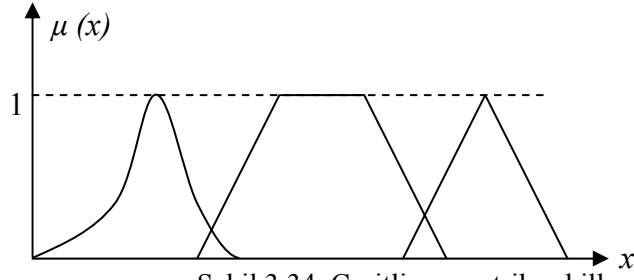
Lineer olmayan bir sistem olan taşıt süspansiyonlarına PID kontrol yöntemi uygulandığında yeterli başarı elde edilememiştir. Bu da mühendisleri ve tasarımcıları başka kontrol metodlarına yönelmesine sebep olmuştur. Bu kontrol metodlarından biri de bulanık mantıklı kontrol “Fuzzy Logic Control” yöntemidir.

3.5 BULANIK MANTIKLI KONTROL

Bu kontrol metodu ilk olarak Ebrahim Mamdani'nin 1975 yılında Londra Üniversitesinde yaptığı buhar makinesinin bulanık kontrol uygulamasıyla girmiştir. Bulanık mantıklı kontrolün klasik kontrol yöntemlerine göre birçok üstünlükleri mevcuttur. Koşulların ve kaynakların nitel,kesinliksiz ve belirsiz olduğu durumlarda özellikle non lineer sistemlerde bu metot oldukça avantaj sağlar. Ancak bu metodun olumsuz yönleri de yok değildir. Bu zorluklar kural tanımlama güçlükleri, optimizasyon

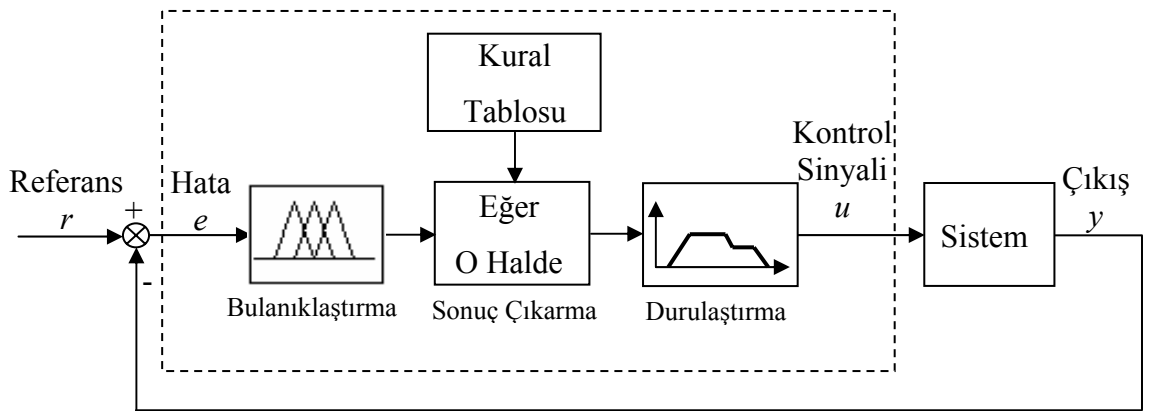
problemleri, hesaplamadaki güçlükler ve maliyet olarak sıralanabilir.

Bulanık mantık; az, ılık, kısa gibi belirsiz, kesinlik ifadesi içermeyen durumlarda kullanılır. Bu ifadeler üyelik fonksiyonlarıyla ifade edilirler. Bu üyelik fonksiyonları üçgen, trapez, çan eğrisi gibi farklı şekillerden oluşabilir (Şekil 3.34). Bu üyelik fonksiyonlarının aldığı değerler $[0,1]$ aralığındadır ancak bu şart değildir.



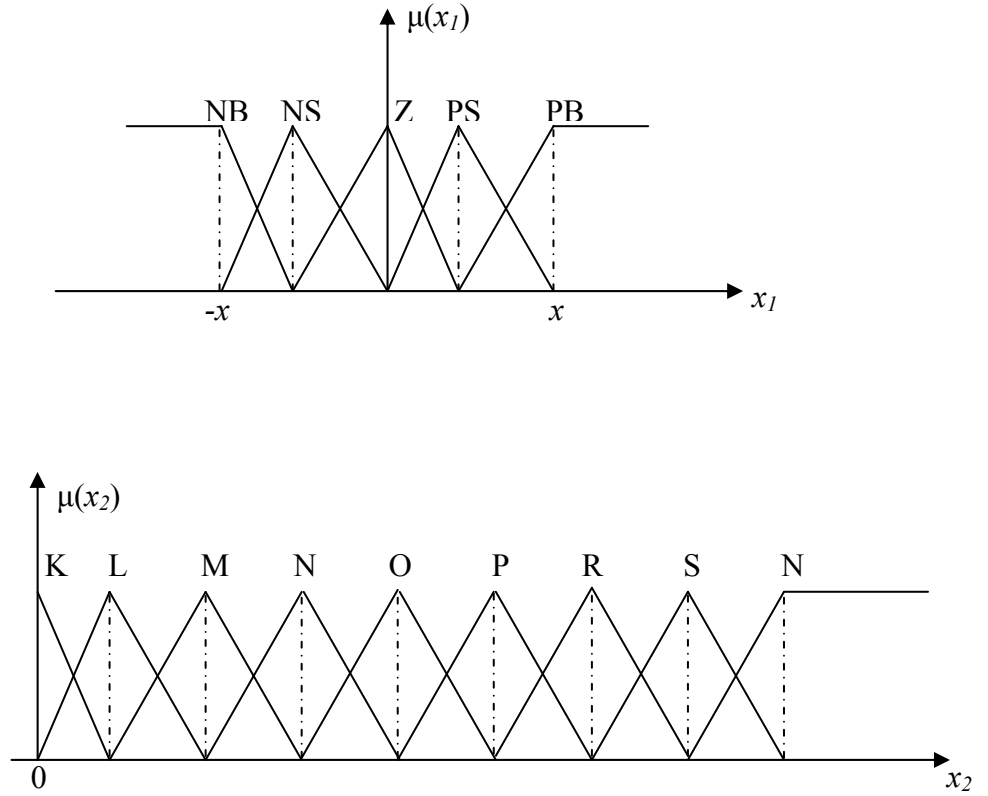
Şekil 3.34 Çeşitli geometrik şekillere sahip üyelik fonksiyonları

Bir bulanık mantıklı kontrolcü bulanıklaştırma, sonuç çıkarma ve durulaştırma aşamalarından oluşmaktadır. İlk aşamada kullanılan değişkenler için üyelik fonksiyonları tanımlanır ve böylece kesin değerler bulanık değerlere dönüştürülür. İkinci aşama olan sonuç çıkartmada ise daha önceden sistem hakkında sahip olunan bilgiye dayanarak hazırlanan kural tablosu kullanılarak, sisteme yapılan girişlere göre kontrolcü çıkışının ne olacağına karar verilir. Durulaştırma aşamasında ise bulanık olarak elde edilen çıkış değerleri, kullanılabilir kesin değerlere dönüştürülür. Durulaştırma için birçok metod kullanılabilir. Tezde kullanılacak olan metod ise Mamdani Metodu'dur. Bir bulanık mantıklı kontrol sisteminin genel yapısı Şekil 3.35'de gösterilmiştir.



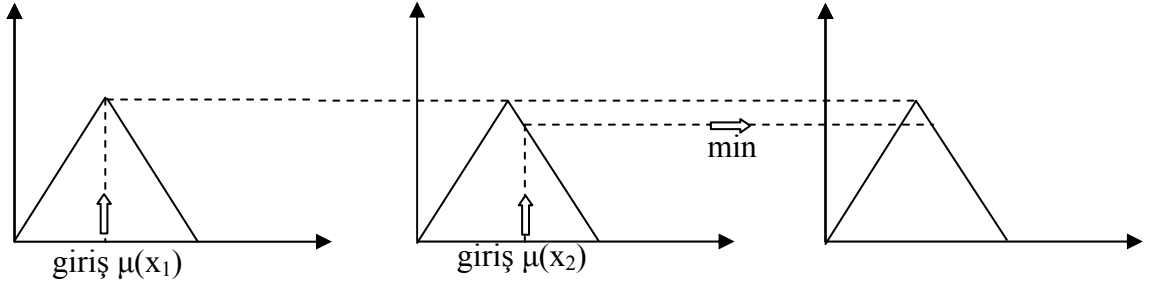
Şekil 3.35 Bulanık mantıklı kontrolcünün genel yapısı

Bulanıklaştırma, sonuç çıkarma, ve durulaştırma ile ilgili grafiksel gösterimler şekil 3.66'de gösterilmiştir. Şekil 3.36 (a) ve (b) de iki giriş ve Şekil 3.36 (b)'de ise bir çıkışı olan sistemin üyelik fonksiyonları verilmiştir. Şekil 3.36 (b)'de sisteme x_1 ve x_2 gibi iki giriş yapıldığı zaman oluşturulan çıkış sinyali için kural tablosu gösterilmiştir. Sonuç çıkarma işleminde tezde de kullanılacak olan Mamdani metodu kullanılmıştır. Bu metodda verilen giriş değerine karşılık üyelik değeri küçük olan üyelik fonksiyonunun değeri alınır ve çıkış fonksiyonu kesilerek altta kalan alan alınır. Daha sonra Şekil 3.36(c)'de gösterildiği gibi bu çıkış fonksiyonlarının altında kalan alanların birleşimleri alınarak bulanık olan çıkış değeri kesin bir değere dönüştürülür.

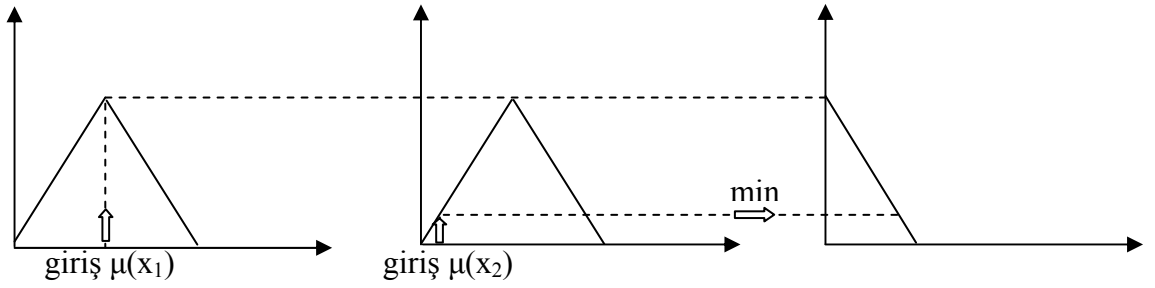


Şekil 3.36 (a) Bir sistemin giriş üyelik fonksiyonları

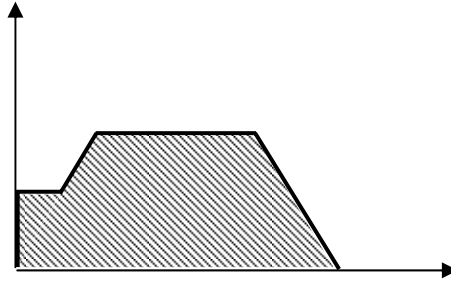
1. Kural



2. Kural



Şekil 3.36 (b) Sonuç çıkarma aşaması



Şekil 3.36 (c) Durulaştırma ile kesin sonucun elde edilmesi

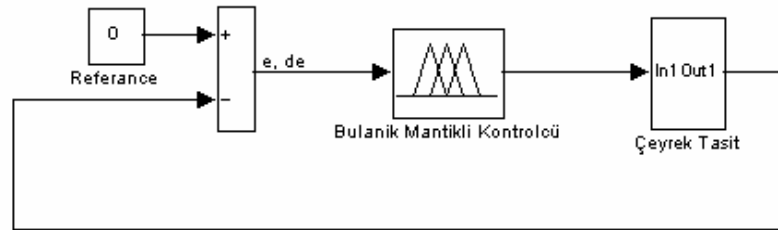
İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeline bulanık mantıklı kontrolcünün uygulanmasında ilk olarak taşıt parametreleri doğrultusunda giriş değişkenleri belirlenmiş (bulanıklaştırma) ve kural tablosu (Tablo 3.2) oluşturulmuştur. Bulanık mantıklı kontrolcü iki giriş ve bir çıkışa sahiptir. Giriş değişkenleri olarak hata (e) ve hatanın zamana göre değişimi (\dot{e}) alınmıştır. Hata fonksiyonu $e = y_{2\ ref} - y_2$ olarak

tanımlanmış olup referans değeri sıfır alınmıştır. Çıkış değişkeni olarak bulanık mantıklı kontrolcü kuvvetleri alınmış ve negatif büyük (NB), negatif küçük (NS), sıfır (ZE), pozitif küçük (PS), pozitif büyük (PB) olarak değerler verilmiştir. Uygulanacak kontrolcü kuvvetlerinin büyüklük şiddetleri de Tablo 3.2’de gösterilmiştir. Oluşturulan kuvvetlerin değer aralıkları ise Şekil 3.38’de gösterilmiştir. Giriş ve çıkışların değer aralıkları deneme yanılma ile bulunmuş ve sistemin en iyi netice verebilmesi için bu değer aralıkları en uygun hale getirilmiştir.

Tablo 3.2 Çeyrek taşıt modeli için bulanık mantıklı kontrolcü kural tablosu

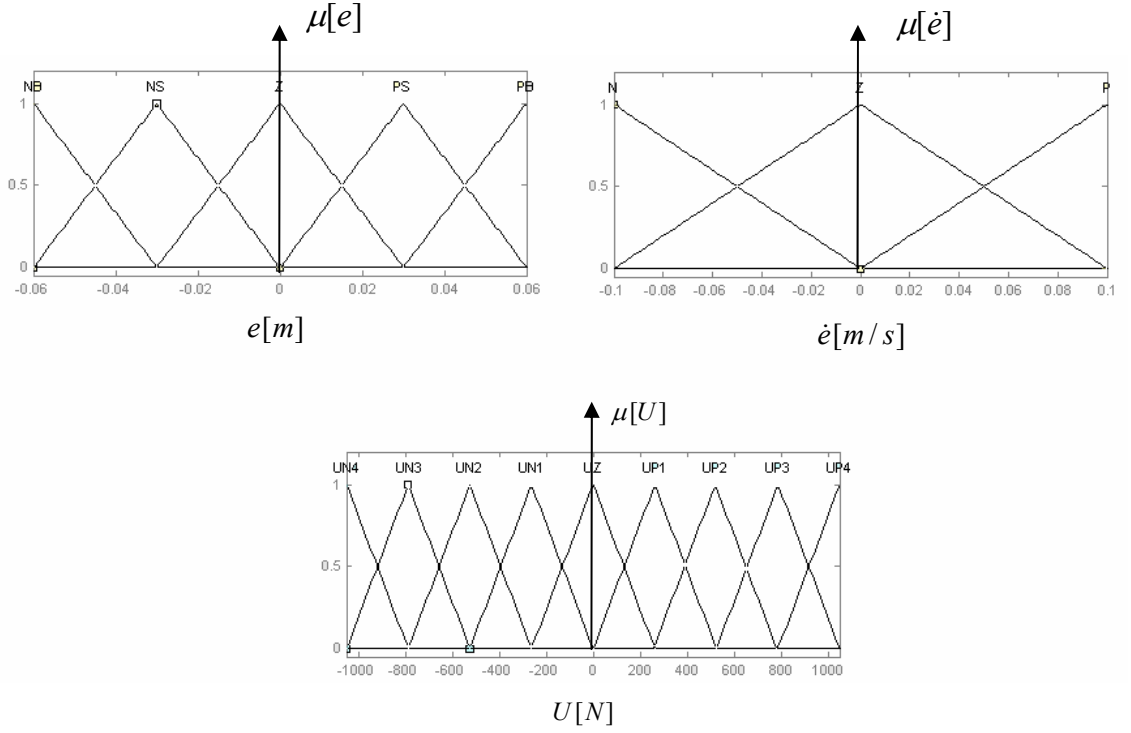
| e \ \dot{e} | N | Z | P |
|-----------------|-----|-----|-----|
| NB | UN3 | UN2 | UN1 |
| NS | UN2 | UN1 | UZ |
| Z | UN1 | UZ | UP1 |
| PS | UZ | UP1 | UP2 |
| PB | UP1 | UP2 | UP3 |

Bulanık mantıklı kontrolcü için oluşturulan sistemin blok diagramı Şekil 3.37’de gösterilmiştir. Şekil 3.37’den de anlaşılacağı üzere kontrolcüye iki giriş mevcuttur. Bunlar hata ve hatanın zamana göre değişimleridir.



Şekil 3.37 Bulanık mantıklı kontrolcü için sistemin blok diagramı

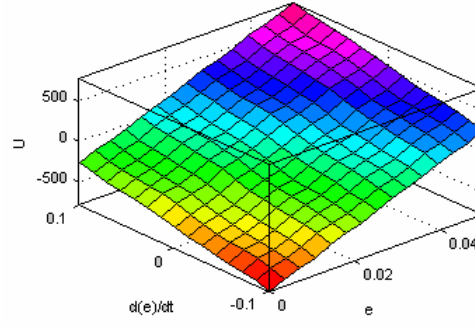
Sistemin en iyi şekilde kontrol edilebilmesi için hata ve hatanın zamana göre değişim aralıkları ve üyelik fonksiyonları ayarlanmış, Şekil 3.38’de gösterilmiştir.



Şekil 3.38 Çeyrek taşıt modeli için üyelik fonksiyonları, hata; hatanın zamanla değişimi ve kontrolcü kuvveti değişim aralıkları

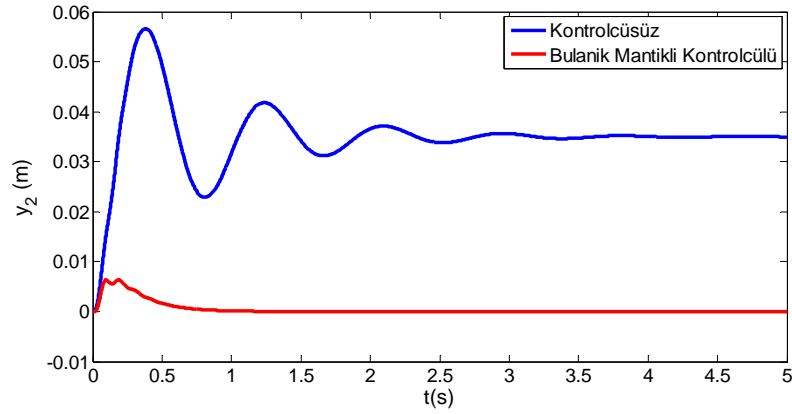
Şekil 3.38'den anlaşıldığı gibi hata 0 ile 0,05 arasında değişmektedir ve uygulanacak olan kontrolcü kuvvetleri bu değerler doğrultusunda bulunacaktır. Hatanın zamana bağlı değişimi olan ve aynı zamanda sistem için ikinci giriş olan üyelik fonksiyonu ve değer aralıkları -0,1 ve 0,1 ise arasında değişmektedir.

Kontrolcü kuvvetlerinin üyelik fonksiyonları incelendiğinde en yüksek negatif kontrolcü kuvveti değeri -1050 N, pozitif en yüksek değer ise 1050 N aralığında olduğu gözükmektedir. Ara değerlerdeki kontrolcü kuvveti değerleri ise hata ve hatanın değişim miktarına göre değişmektedir. Şekil 3.39'da ise kartezyen yüzey kuralına göre sistemin giriş ve çıkış ilişkileri gösterilmiştir.



Şekil 3.39 Kontrolcü kuvveti için kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri

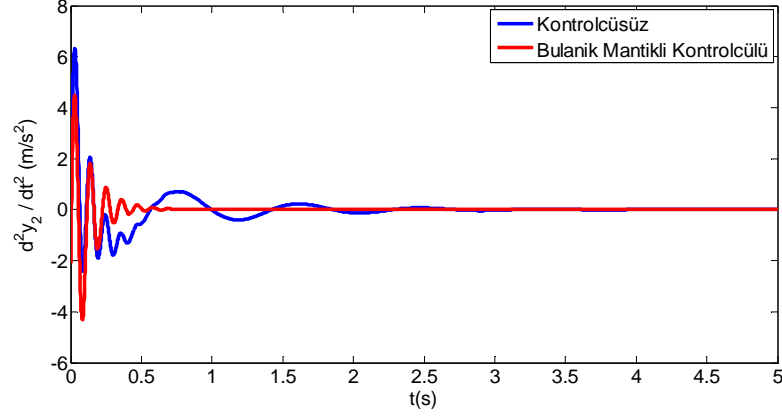
Çeyrek taşıt modeli ana gövdesine bulanık mantıklı kontrolcünün etkisi, Şekil 3.40'da gösterilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcü çok başarılı bir sonuç sergileyerek hem titreşim genliğini düşürmüş, hem ana gövdenin istenilen referans değerine ulaşmasını sağlamış, hem de titreşimin sönümlenme süresini de önemli ölçüde kısaltmıştır. Kontrolcü kullanılmayan taşıtta 3 saniye civarında sönümlenebilen titreşimler bulanık mantıklı kontrolcü kullanılmasıyla 1 saniyenin altında sönümlenebilmiştir. Diğer yandan, oluşan titreşimin genliği de önemli ölçüde düşürülmüştür. Kontrolcüsüz bir taşıtta 0,05 m nin üzerine çıkan salınım hareketin genliği bulanık mantıklı kontrolcü kullanılmasıyla 0,01 metrenin altına inmiştir.



Şekil 3.40 Bulanık mantıklı kontrolcünün çeyrek taşıt ana gövdesi deplasman değişimine etkisi

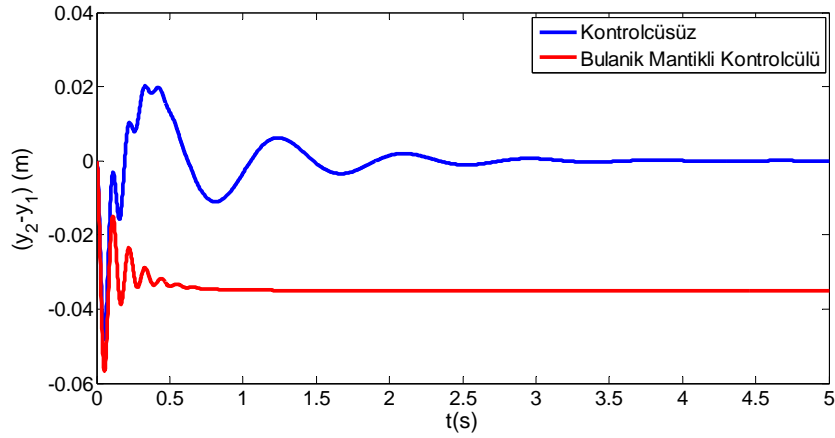
Bulanık mantıklı kontrolcünün ana gövdenin ivmesine etkisi ise Şekil 3.41'de gösterilmektedir. Kontrolcü, gövdenin ivmelenmesini önemli ölçüde azaltabilmiştir.

Kontrolcüsüz durumda taşıt gövdesi 6 m/s^2 nin üzerinde bir ivmelenme değeri kaydetmesine rağmen, bulanık mantıklı kontrolcü bu ivmelenme değerini 4 m/s^2 değerine düşürebilmiştir.

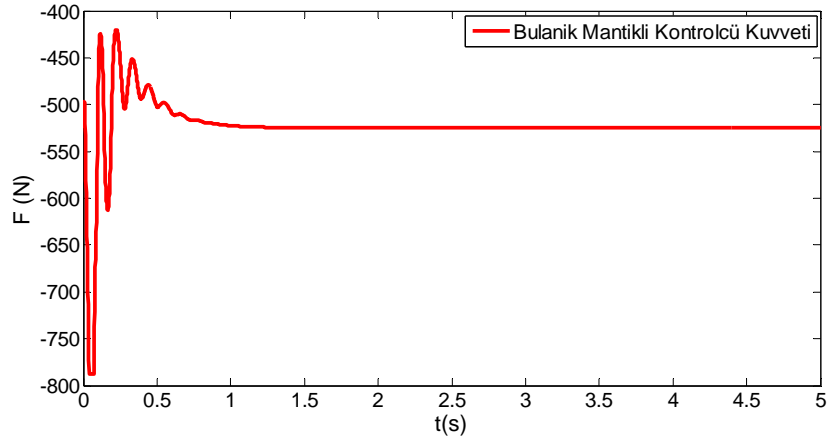


Şekil 3.41 Bulanık mantıklı kontrolcünün çeyrek taşıt ana gövdesi ivmesinin değişimine etkisi

Bulanık mantıklı kontrolcünün süspansiyon açıklığına etkisi Şekil 3.42'de gösterilmiştir. Grafiğe göre süspansiyon yaylarının 0,03 m kısaldığı ve daha sonra sabit kaldığı gözükmemektedir. Kontrolcünün ürettiği kuvvetin zamana bağlı grafiği ise Şekil 3.43'de gösterilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcü sistemin titreşimini sönümleyebilmesi için yaklaşık maksimum 800 N'luk bir kuvvete gereksinim duymuştur.

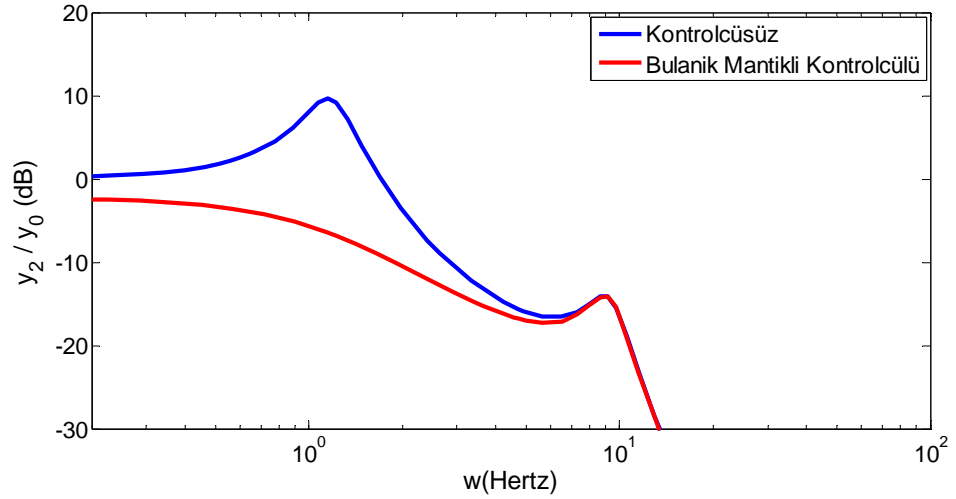


Şekil 3.42 Bulanık mantıklı kontrolcünün süspansiyon açıklığına etkisi



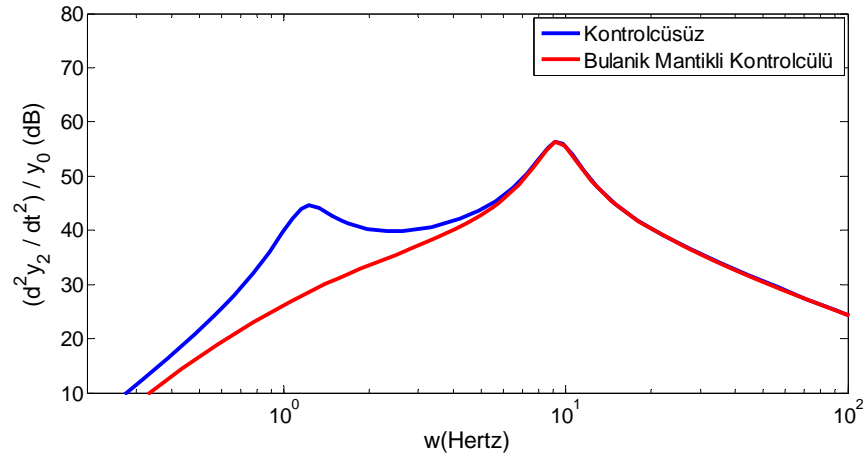
Şekil 3.43 Bulanık mantıklı kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi

Bulanık mantıklı kontrolcünün taşıtın frekans cevaplarına verdiği etki incelenirse karşımıza oldukça başarılı bir tablo ortaya çıkar. Şekil 3.44'de bulanık mantıklı kontrolcünün çeyrek taşıt ana gövdesinin frekans cevabına etkisi gösterilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcü ana gövdenin titreşim frekans genliğini önemli ölçüde düşürdüğü gibi PID kontrolcü gibi yeni ve daha büyük bir rezonans frekansı oluşturmamıştır. Tekerlek ve aks sisteminin titreşim frekans ve genlikleri ise değişmemiştir.



Şekil 3.44 Bulanık mantıklı kontrolcünün çeyrek taşıt ana gövdesi deplasman frekans cevabına etkisi

Taşıt ana gövde ivmesinin frekans cevabı incelendiğinde ise yine başarılı bir durum söz konusudur. Şekil 3.45’de gözüktüğü gibi kontrolcüsüz taşıtta 45 dB olarak meydana gelen ana gövde ivmesinin rezonans titreşim frekansı bulanık mantıklı kontrolcü kullanıldığında taktirde 30 dB’in bile altına düşmüş, yeni ve yüksek başka bir rezonans oluşmamıştır. Tekerlek ve aks sisteminin titreşim frekansı değişmemiştir. Bulanık mantıklı kontrolcü frekans cevapları analizinde PID kontrolcüye göre daha başarılı olmuştur.



Şekil 3.45 Bulanık mantıklı kontrolcünün çeyrek taşıt ana gövdesi ivmesinin frekans cevabına etkisi

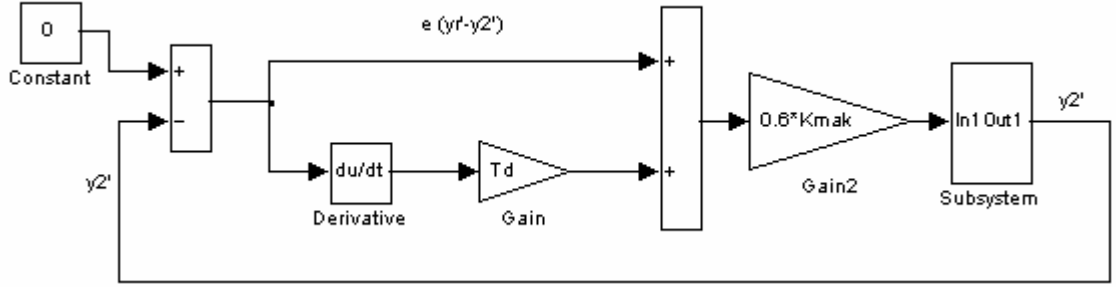
4. BULGULAR

4.1 SÜSPANSİYON DARALMASI PROBLEMİNİN PD VE PID KONTROL METODU KULLANILARAK ÇÖZÜLMESİ VE TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNE UYGULANMASI

Geleneksel kontrol yöntemlerinde, herhangi bir aktif süspansiyon modeli için ana gövdenin düşey ve açısız hareketi için referans değerleri sıfır alınır. Dolayısıyla, taşıt herhangi bir rampadan geçtiğinde ana gövde, yukarı düşey yönde bir salınım yapmaya başlar ve süspansiyon yayları uzar. Bu sırada kontrolcü ana gövdeyi referans değerine çekmek için bir kontrolcü kuvveti üretir ve bu da uzamış yayların daralmasına neden olur. Taşıt bir başka rampadan geçtiğinde, üretilen kontrolcü kuvveti yayların biraz daha daralmasına sebep olur ve belli bir sıkışma değerinden sonra yaylar artık kısalamayacak duruma gelir. Bu durumda artık süspansiyon kilitlenir ve aks ve tekerlek sanki ana gövdeye yapışmış gibi birlikte hareket ederler ve sistem tek serbestlik dereceli bir sistem gibi çalışır. Bu tek serbestlik dereceli sistemde ayrıca ana gövde için yeni bir rezonans frekans meydana gelir ki bu da 4-5 Hz civarında olup, yolcuları son derece rahatsız eder. Bu problem, literatürde “süspansiyon boşluğu kaybı” problemi olarak bilinir.

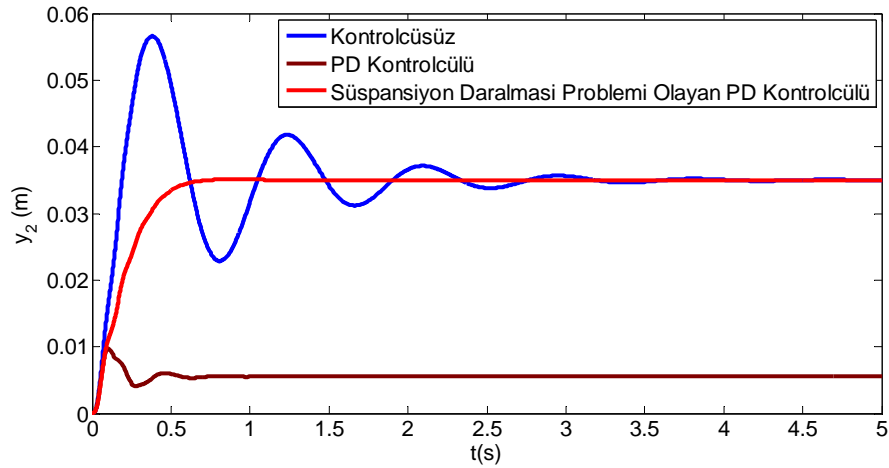
İşte bu problemin çözümü için şöyle bir metod uygulanabilir. Eğer taşıt ana gövdesinin yerdeğişim hareketinin kontrolü değil de, ana gövdenin hızını, ivmesini ve ana gövdenin hızı ile aks ve tekerleğin hızlarının farkını kontrol edecek olursak yani ana gövdenin yerdeğişim hareketini kontrol etmemiş olursak, hem bu problemi çözmüş, hem de taşıtta meydana gelecek titreşimlerin genliklerini düşürmüş oluruz. Bu kontrol yöntemi ilk olarak PD kontrolcünde denenmiş ve çeyrek taşıt modeline uygulanmıştır. Sistemin blok diagramı Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Sisteme, hata olarak ana gövdenin istenilen referans hız değeri ile ana gövdenin hızlanması arasındaki fark girilmiştir. Seyir konforu için taşıtın ana gövdesinin hızlanması arzu edilmediği için referans değeri sıfır

alınmıştır.

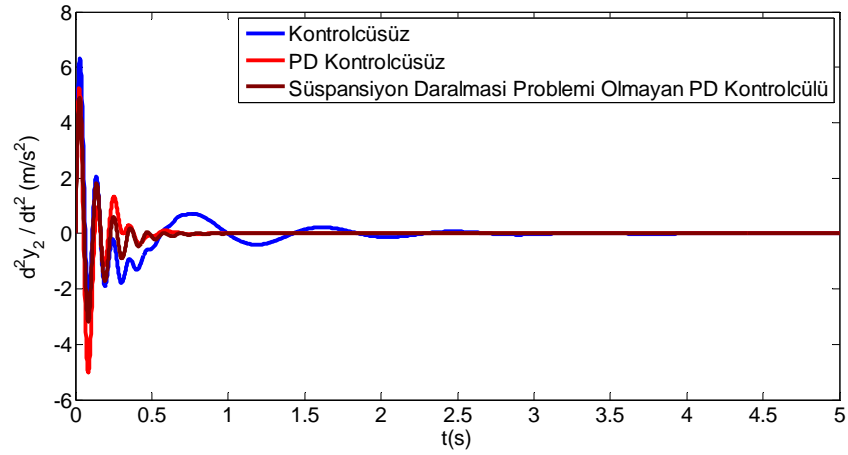


Şekil 4.1 Süspansiyon daralması problemi olmayan PD Kontrolcü blok diagramı

Yapılan çeyrek taşıt simülasyonunda sistemin zaman ve frekans cevaplarında iyi neticeleri verebilmesi için önce deneme yanılma ile sistem sürekli titreşime maruz bırakılmış ve sürekli titreşim katsayısı $K_{mak}=5000$ olarak tespit edilmiş, sistemin titreşim periyodu ise $T=0,1$ s olarak belirlenmiştir. Bu durumda taşıt ana gövdesinin yerdeğişiminin zaman cevabı Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Tasarlanan süspansiyon daralması problemi olmayan PD kontrolcü ana gövdenin titreşim hareketini 1 s gibi bir sürede sönmüleyebilmiş ayrıca taşıt 0,035 m lik yol girişine maruz kaldığı için ana gövde deplasmanı 1 s sonra 0,035 m değerine ulaşmıştır.

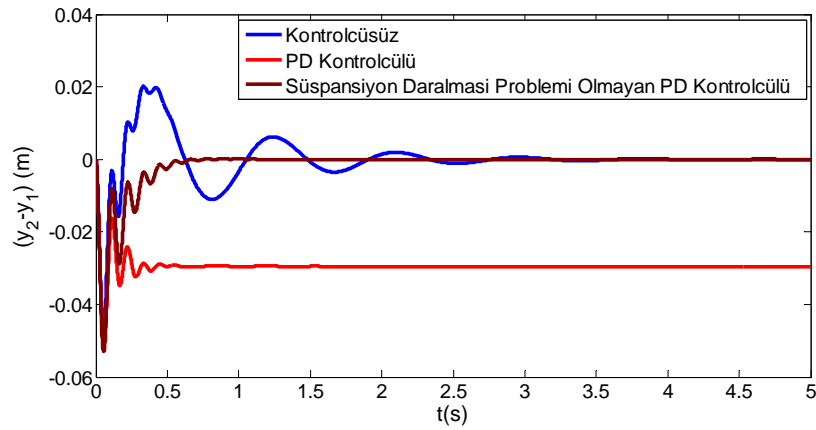


Şekil 4.2 Süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcünün taşıt ana gövde yerdeğişimine etkisi

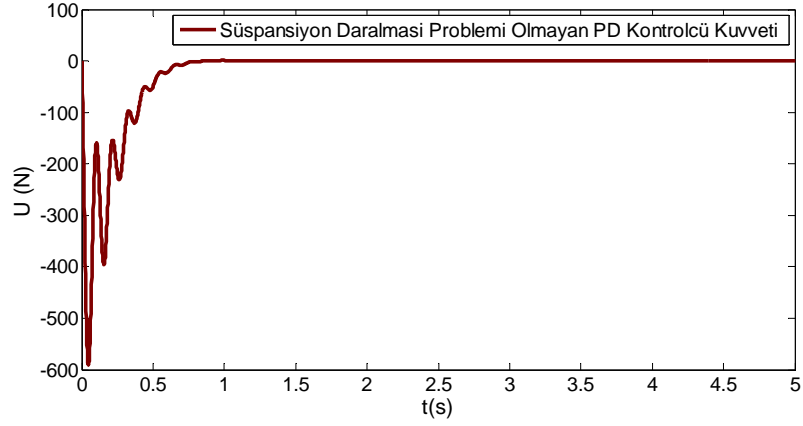


Şekil 4.3 Süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcünün taşıt ana gövde ivmesine etkisi

Süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcünün taşıt ana gövde ivmesine etkisi Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Kontrolcüsüz taşıtta 6 m/s² değerlerine ulaşan ve 3 saniyenin üzerinde sönümlenen ana gövde ivmesi tasarlanan PD kontrolcü ile 4 m/s² mertebelerine gerilemiş ve 1 saniyenin altında da sönümlenmiştir. Süspansiyon açıklığının tasarlanan PD kontrolcü ile zamana bağlı değişimi Şekil 4.5'de gösterilmiştir. Yaylarda meydana gelen salınım hareketi PD kontrolcü kullanılmasıyla 1 saniyenin de altında sönümlenebilmiş, ve yaylar denge konumuna yani daralmanın olmadığı konuma çok kısa bir sürede gelebilmiştir. Mekanik sistemlerin kullanım ömürleri bakımından titreşim sönümlenme süresinin azaltılması çok büyük önem taşımaktadır.

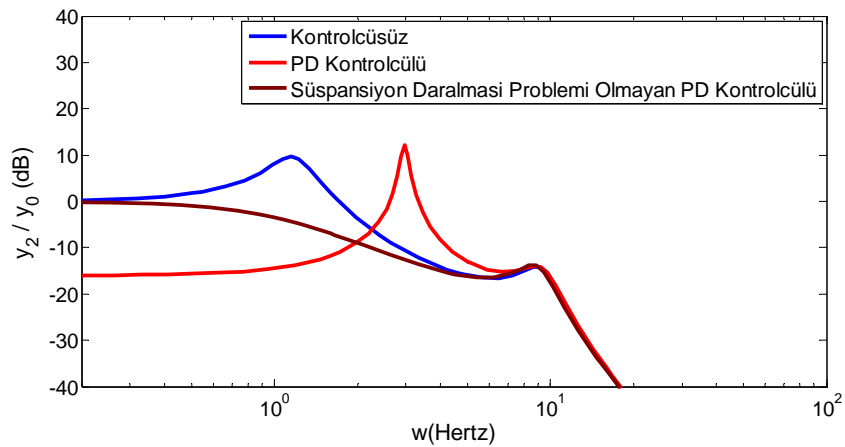


Şekil 4.4 Süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcünün taşıt ana gövde ivmesine etkisi

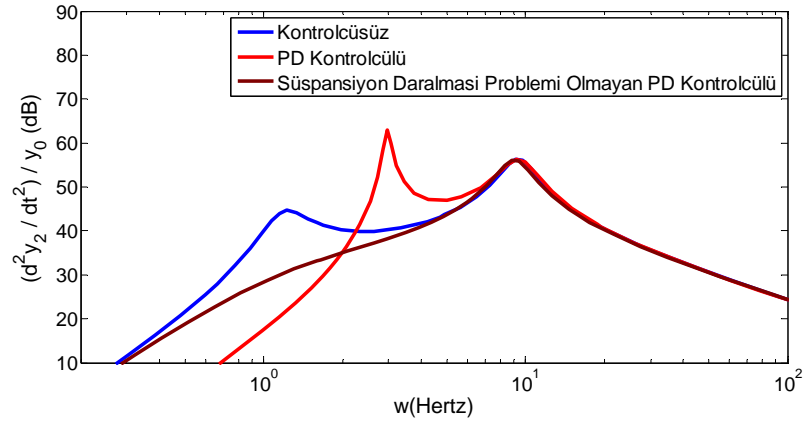


Şekil 4.5 Süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcü kuvvetinin zamana bağlı değişimi

Tasarlanan PD kontrolcünün ürettiği kuvvetin zamana bağlı değişim grafiği Şekil 4.5'da gösterilmiştir. Kontrolcü, yaklaşık 600 Newtonluk bir kuvvet üretmiştir. Süspansiyon daralması yaratmayan PD kontrolcünün frekans cevabı analizleri incelenirse başarılı sonuçlar elde edildiği gözükmemektedir. Şekil 4.6'de süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcünün taşıt ana gövde frekans cevabına etkisi gösterilmiştir. Grafikten de gözüktüğü gibi tasarlanan PD kontrolcü 1 Hz rezonans ve 10 dB titreşim genlikli ana gövde titreşim hareketini başarılı bir şekilde sönmüleyebilmiş ve yeni bir rezonans frekansı oluşturmamıştır. Tekerlek ve aks sisteminin titreşim frekans ve genliklerinde ise bir değişiklik olmamıştır.



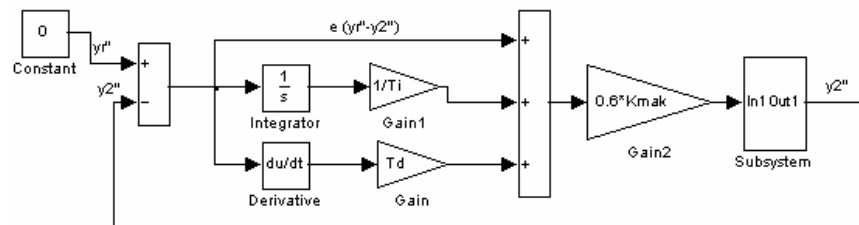
Şekil 4.6 Süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcünün taşıt ana gövde frekans cevabına etkisi



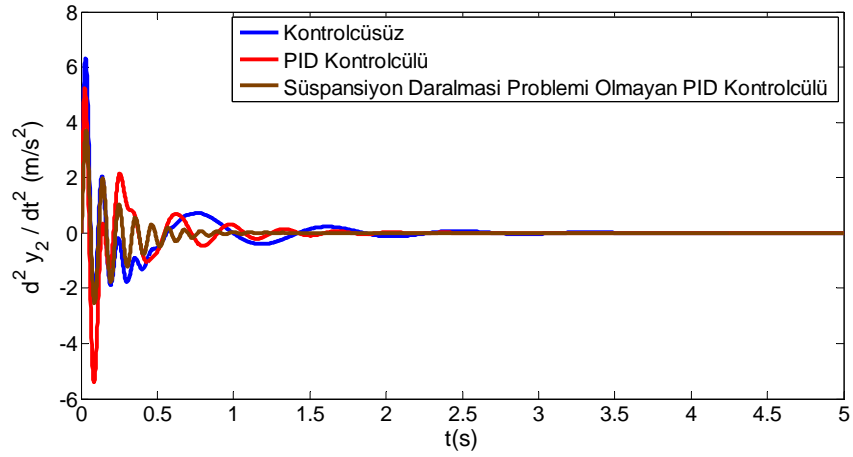
Şekil 4.7 Süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcünün taşıt ana gövdesi ivmesi frekans cevabına etkisi

Şekil 4.7’de gösterildiği gibi taşıt ana gövdesinin ivme frekans cevabına süspansiyon daralması olmayan PD kontrolcünün etkisi incelenirse ana gövde için 1 Hz ve 45 dB mertebelerinde oluşan rezonans titreşim, PD kontrolcü kullanılmasıyla giderilmiş ve titreşim genliği 30 dB’in altına inmiştir.

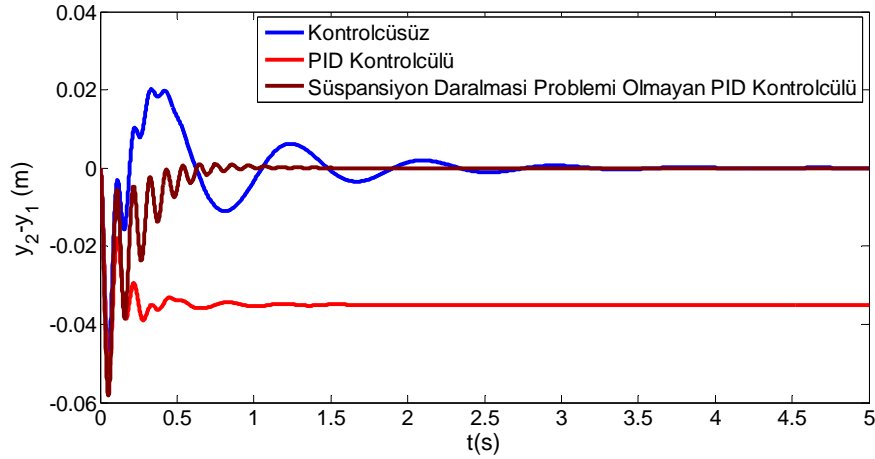
Benzer şekilde çeyrek taşıt modeli için PID kontrolcülü sistem tasarlanmak istenirse bu sefer hata fonksiyonu olarak taşıt ana gövdesinin hızı ile birlikte ivmesini de kontrol etmemiz gerekir. Diğer bir deyişle eğer taşıt gövdesi ivmelenmez ise ana gövde de titreşim hareketi yapmamış olur, dolayısıyla titreşim hareketinin kontrolünü konumu kontrol ederek değil, hız ve ivme kontrol edilerek yapılmış, böylelikle süspansiyon yaylarının daralmasını önlenmiş olunur. Süspansiyon daralması olmayan PID kontrolcü için sistemin sürekli titreşim katsayısı deneme yanılma ile 300 alınmıştır. Hata olarak hatanın ikinci türevi (\ddot{e}) alınmış, sistemin sürekli titreşim periyodu ise 0.1 s olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.8 Süspansiyon daralması problemi olmayan PID kontrolcünün blok diagramı

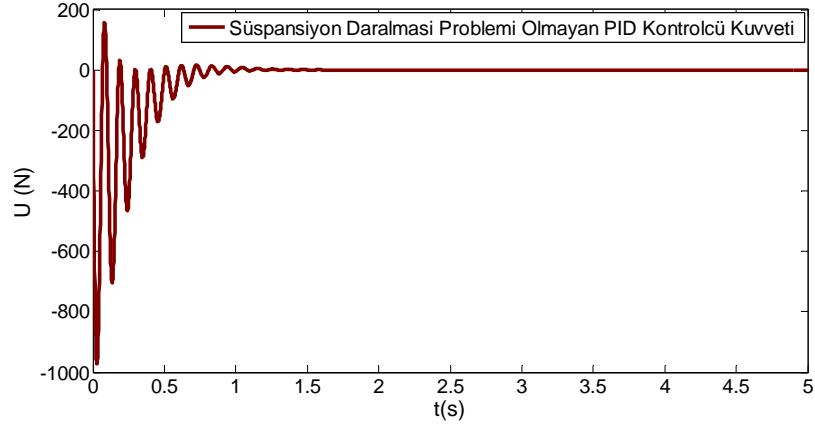


Şekil 4.11 Süspansiyon daralması olmayan PID kontrolcünün taşıt ana gövde ivmesine etkisi

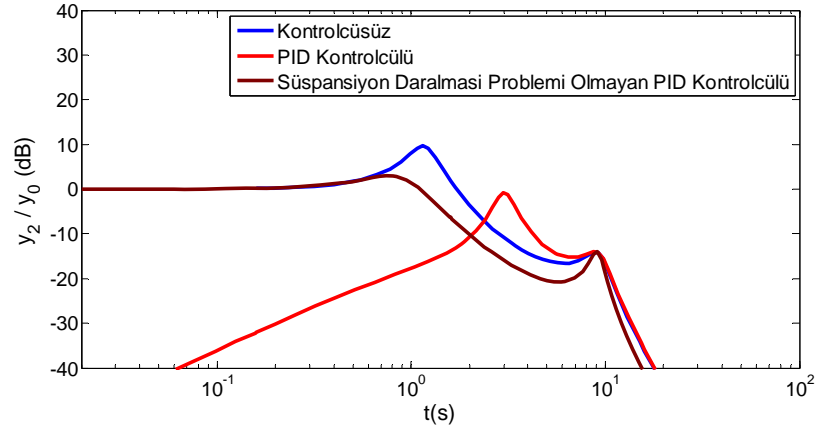


Şekil 4.12 Süspansiyon daralması olmayan PID kontrolcünün süspansiyon açıklığına etkisi

Tasarlanan ve süspansiyon daralması problemi olmayan PID kontrolcünün süspansiyon açıklığına etkisi Şekil 4.12’de gösterilmiştir. Kontrolcüsüz taşıtta yaylardaki titreşim 3 saniyenin üzerinde sönümlenmiş, PID kontrolcü kullanıldığı durumda ise titreşim 1 saniye gibi bir sürede sönümlenmiş ve yaylarda sıkışma meydana gelmemiştir. PID kontrolcünün ürettiği kontrolcü kuvvetinin zamana bağlı grafiği ise Şekil 4.13’de gösterilmiştir. Kontrolcü yaklaşık 1000 Newtonluk bir kuvvete gereksinim duymuştur. Titreşim hareketi 1 saniye sonra sönümlendiği için daha sonra kontrolcü, kuvvet üretmemiştir.

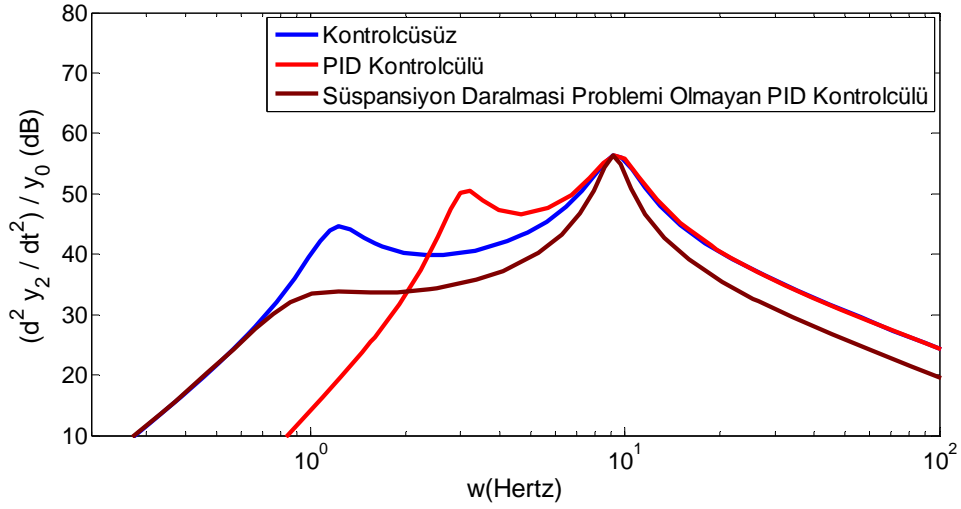


Şekil 4.13 Süspansiyon daralması problemi olmayan PID kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi



Şekil 4.14 Süspansiyon daralması olmayan PID kontrolcünün taşıt ana gövdesi deplasman frekans cevabına etkisi

Süspansiyon daralması problemi olmayan PID kontrolcü frekans cevaplarında süspansiyon daralma problemi olmayan PD kontrolcüye göre çok daha başarılı olmuştur. Şekil 4.14'de Süspansiyon daralması olmayan PID kontrolcünün taşıt ana gövdesi deplasman frekans cevabına etkisi gösterilmektedir. PID kontrolcü ana gövdenin rezonans frekansını PD kontrolcüden daha da başarılı sönümleyebilmiş, ve yeni bir rezonans frekans oluşturmamıştır. Şekil 4.15'de ise PID kontrolcünün ana gövdenin ivmesinin frekans cevabına olan etkisi gösterilmiştir. PID kontrolcü yine PD kontrolcüye göre ana gövdenin rezonans titreşim frekansını sönümlemiş ve yeni bir rezonans oluşturmamıştır.



Şekil 4.15 Süspansiyon daralması olmayan PID kontrolcünün taşıt ana gövde ivmesi frekans cevabına etkisi

4.2 SÜSPANSİYON DARALMASI PROBLEMİNİN BULANIK MANTIKLI KONTROLCÜ VASITASIYLA GİDERİLMESİ VE YÖNTEMİN ÇEYREK TAŞIT MODELİNE UYGULANMASI

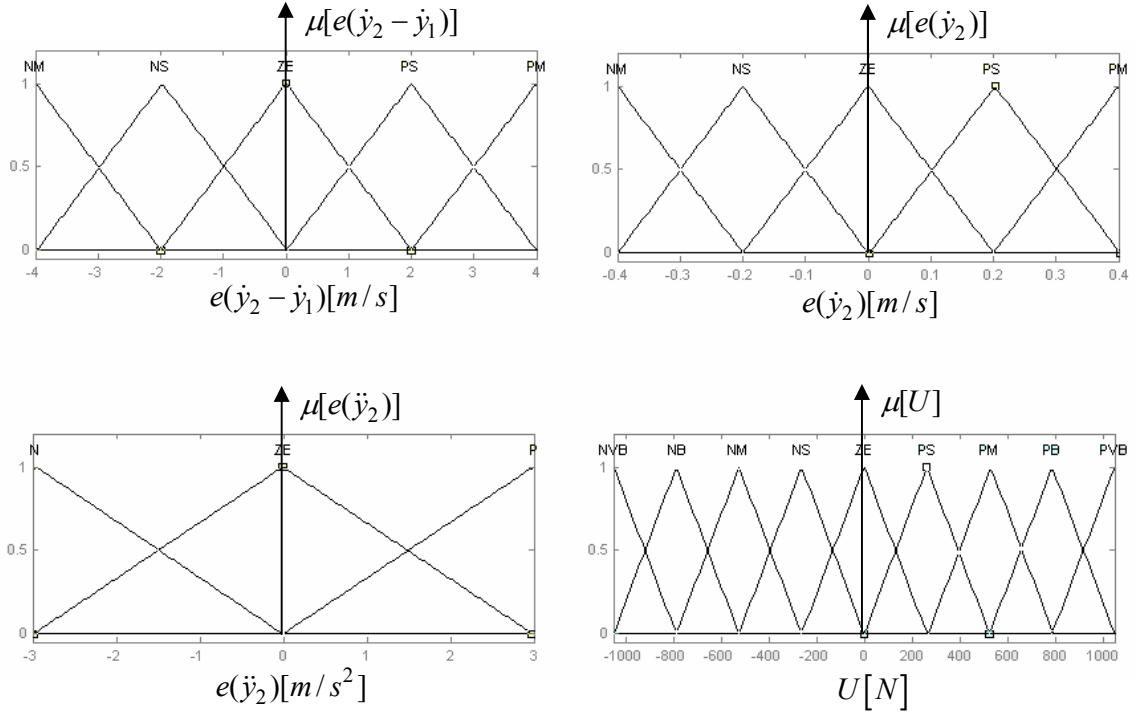
Süspansiyon boşluğu kaybını önlemede kullanılan bulanık mantıklı kontrolcü için hazırlanan üyelik fonksiyonu değerleri ve bu değerler için üretilecek kontrolcü kuvveti değerleri Tablo 4.1’de gösterilmiştir. Tablo 4.1’den anlaşılacağı gibi sistem için üç adet hata fonksiyonu yani girdi tanımlanmış ve oluşan hatalar doğrultusunda, çıktı olarak da kontrolcü kuvveti alınmıştır. Kontrolcü kuvveti değerleri oluşan hatalar doğrultusunda deneme yanılma ile bulunmuş ve Şekil 4.16’da gösterilmiştir.

Ana gövdenin hızı ile aks-tekerlek sisteminin hızı arasında oluşan fark hata olarak tanımlanmış ve $e_{(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)} = (\dot{y}_2 - \dot{y}_1)_{ref} - (\dot{y}_2 - \dot{y}_1)$ olarak gösterilmiştir. Ana gövdenin hızından kaynaklanan hata ise $e(\dot{y}_2) = \dot{y}_{2ref} - \dot{y}_2$, ana gövdenin ivmesinden kaynaklanan hata ise $e(\ddot{y}_2) = \ddot{y}_{2ref} - \ddot{y}_2$ olarak tanımlanmış ve oluşturulan kural tablousu Tablo 4.1 de gösterilmiştir. Tablo 4.1’de gösterildiği gibi oluşan hatalar doğrultusunda uygulanacak kontrolcü kuvvetlerinin büyüklükleri negatif çok büyük (NVB), negatif

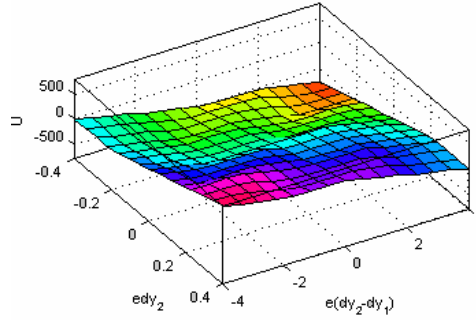
orta (NM), negatif küçük (NS), sıfır(ZE), pozitif küçük (PS),pozitif orta (PM),pozitif çok büyük (PVB) şeklinde üyelik fonksiyonlarına ayrılmış ve Şekil 4.20’de gösterilmiştir. Kural tablosunda belirtilen hatalar için de oluşturulan üyelik fonksiyonlarında da aynı kısaltmalar kullanılmıştır.

Tablo 4.1 Süspansiyon boşluğu kaybının giderilmesi için tasarlanan bulanık mantıklı kontrolcü için oluşturulan kural tablosu

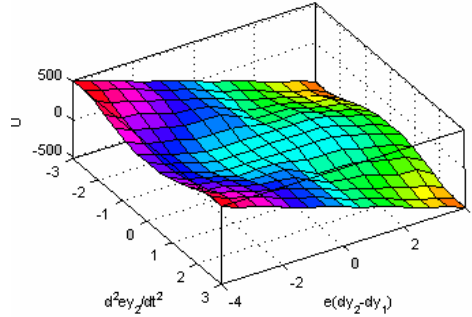
| $e(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)$ | $e(\dot{y}_2)$ | $e(\ddot{y}_2)$ | u | $e(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)$ | $e(\dot{y}_2)$ | $e(\ddot{y}_2)$ | u |
|----------------------------|----------------|-----------------|-----|----------------------------|----------------|-----------------|-----|
| PM | PM | ZE | ZE | PM | PM | P veya N | PS |
| PS | PM | ZE | PS | PS | PM | P veya N | PM |
| ZE | PM | ZE | PM | ZE | PM | P veya N | PB |
| NS | PM | ZE | PM | NS | PM | P veya N | PB |
| NM | PM | ZE | PB | NM | PM | P veya N | PVB |
| PM | PS | ZE | ZE | PM | PS | P veya N | PS |
| PS | PS | ZE | PS | PS | PS | P veya N | PM |
| ZE | PS | ZE | PS | ZE | PS | P veya N | PM |
| NS | PS | ZE | PM | NS | PS | P veya N | PB |
| NM | PS | ZE | PM | NM | PS | P veya N | PB |
| PM | ZE | ZE | NS | PM | ZE | P veya N | NM |
| PS | ZE | ZE | ZE | PS | ZE | P veya N | NS |
| ZE | ZE | ZE | ZE | ZE | ZE | P veya N | ZE |
| NS | ZE | ZE | ZE | NS | ZE | P veya N | PS |
| NM | ZE | ZE | PS | NM | ZE | P veya N | PM |
| PM | NS | ZE | NM | PM | NS | P veya N | NB |
| PS | NS | ZE | NM | PS | NS | P veya N | NB |
| ZE | NS | ZE | NS | ZE | NS | P veya N | NM |
| NS | NS | ZE | NS | NS | NS | P veya N | NM |
| NM | NS | ZE | ZE | NM | NS | P veya N | NS |
| PM | NM | ZE | NB | PM | NM | P veya N | NVB |
| PS | NM | ZE | NM | PS | NM | P veya N | NB |
| ZE | NM | ZE | NM | ZE | NM | P veya N | NB |
| NS | NM | ZE | NS | NS | NM | P veya N | NM |
| NM | NM | ZE | ZE | NM | NM | P veya N | NS |



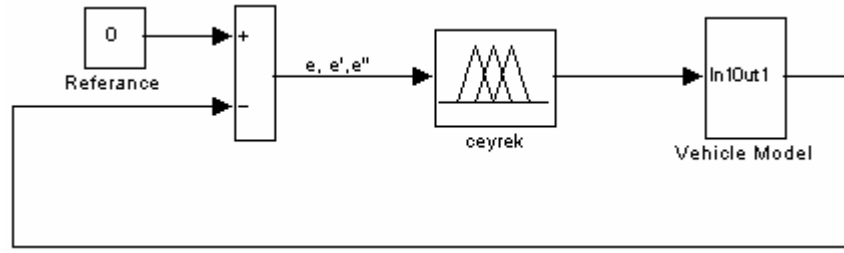
Şekil 4.16 Süspansiyon daralması problemi olmayan bulanık mantıklı kontrolcü için üyelik fonksiyonları; hata, hatanın zamanla değişimi, kontrolcü kuvveti değer aralıkları



Şekil 4.17 Kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri

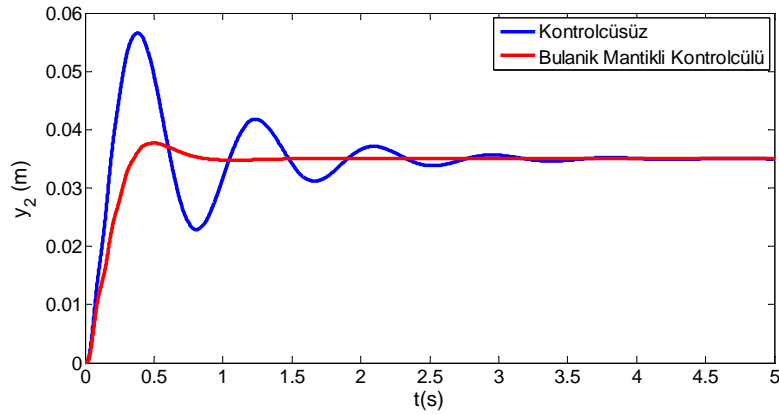


Şekil 4.18 Kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri



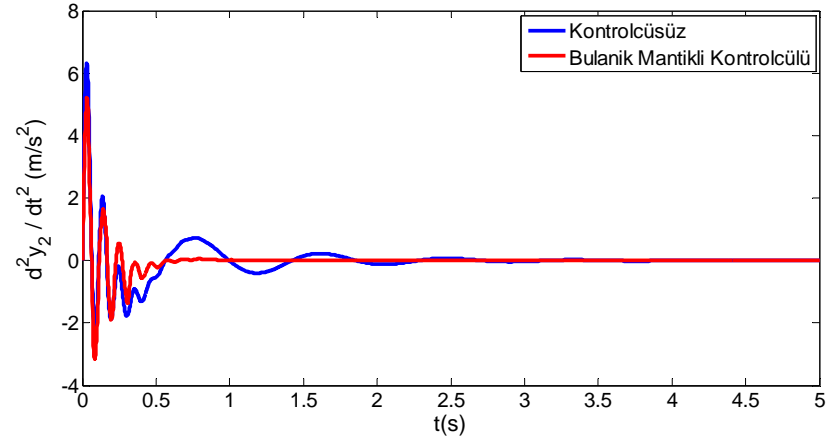
Şekil 4.19 Süspansiyon daralması problemi olmayan bulanık mantıklı kontrolcü blok diagramı

Tasarlanan ve süspansiyon daralması oluşturmeyen bulanık mantıklı kontrolcünün çeyrek taşıt gövde deplasman hareketine etkisi Şekil 4.20’de gösterilmiştir. Şekil 4.20’den de görüldüğü gibi taşıta bulanık mantıklı kontrolcü uygulandığı zaman titreşim 1 saniye içinde sönümlenmiş ve kontrolcüsüz durumda olduğu gibi 0,035 m’lik yol giriş yüksekliği değerine ulaşmıştır.

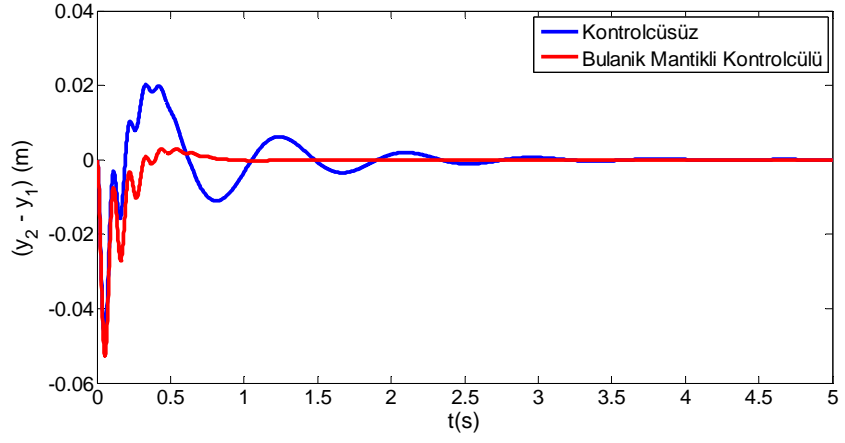


Şekil 4.20 Ana gövde deplasman hareketine bulanık mantıklı kontrolcünün etkisi

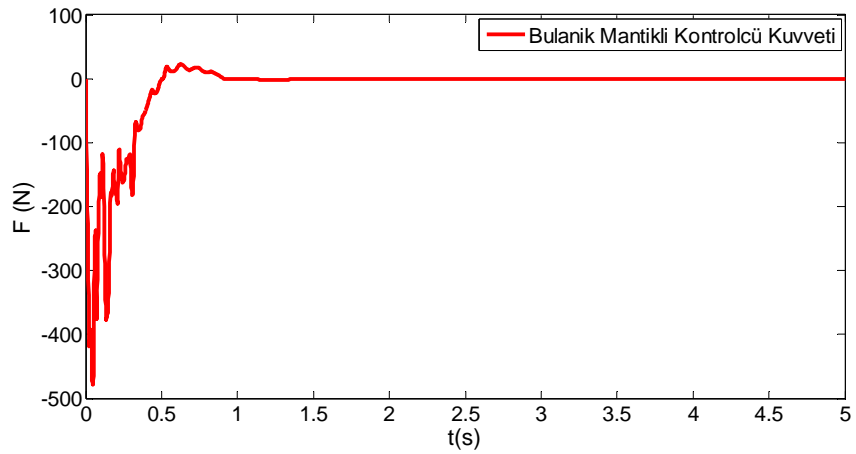
Ana gövde ivmesine bulanık mantıklı kontrolcünün etkisi ise Şekil 4.21’de gösterilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcü taşıt gövdesinin ivmesini önemli ölçüde sönümlemeyi başarabilmiştir. Kontrolcüsüz taşıtta 3 saniyenin üzerinde sönümlenen titreşim hareketi taşıtta bulanık mantıklı kontrolcü kullanılmasıyla birlikte 1 saniyenin altında sönümlenebilmiştir. Bu da seyir konforunu arttırmada çok önemli bir kriterdir. Çünkü Newton’un II. Kanunu gereği ivme kuvvet doğurur. Oluşan bu kuvvet de yolcuların seyir konforunu olumsuz etkileyeceği gibi rahatsızlığa neden olur.



Şekil 4.21 Ana gövde ivmesinin zamanla değişimi

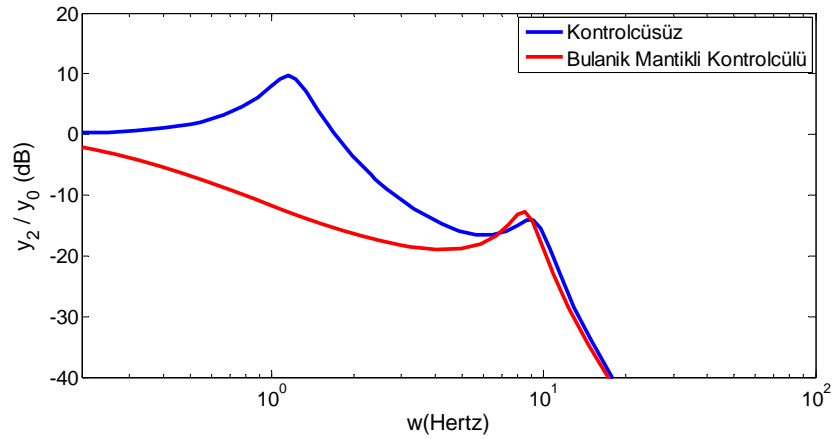


Şekil 4.22 Süspansiyon açıklığının zamanla değişimi

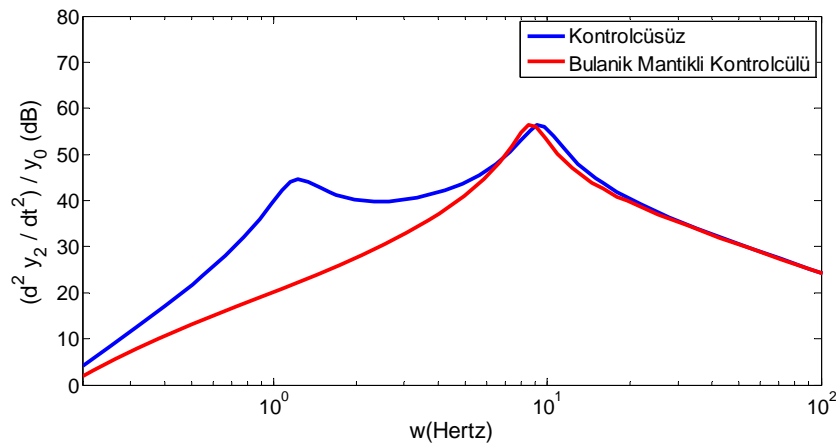


Şekil 4.23 Kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi

Şekil 4.22’de süspansiyon açıklığının zamanla değişimi gösterilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcünün titreşimin sönümlenme süresini önemli ölçüde kısaltmıştır. Bulanık mantıklı kontrolcü için gereken kuvvet değerinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.23’de gösterilmiştir. Buna göre kontrolcü, taşıt titreşimlerinin giderilmesi için yaklaşık 500 N’luk bir kuvvete gereksinim duymuştur. Tasarlanan bulanık mantıklı kontrolcünün taşıtın frekans cevaplarına olan etkisi incelenirse oldukça başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.24’de ana gövdenin frekans cevabına bulanık mantıklı kontrolcünün etkisi gösterilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcü ana gövdenin rezonans titreşim frekansını sönümlediği gibi yeni bir rezonans frekansı da oluşturmamıştır. Tekerlek ve aks sisteminde ise 10 Hz’lik rezonans titreşim 8 Hz civarına düşmüştür.



Şekil 4.24 Bulanık mantıklı kontrolcünün ana gövdenin deplasman frekans cevabına etkisi



Şekil 4.25 Bulanık mantıklı kontrolcünün ana gövde ivmesinin frekans cevabına etkisi

4.3 SÜSPANSİYON DARALMASI PROBLEMİNİN BULANIK MANTIK AYARLI PD (FUZZY PD) KONTROLCÜ UYGULANARAK ÇÖZÜLMESİ VE ÇEYREK TAŞIT MODELİNE UYGULANMASI

Süspansiyon daralması probleminin Fuzzy PD kontrolcü ile çözümünde yeni bir yöntem olarak kontrolcü işaretinin seçimi aşağıdaki gibi alınmıştır. Bu durumda kontrolcü işareti (4.1) denkleminle gösterilmiştir.

$$u = K_p \left(\dot{e} + \tau_d \frac{d\dot{e}}{dt} \right) \quad (4.1)$$

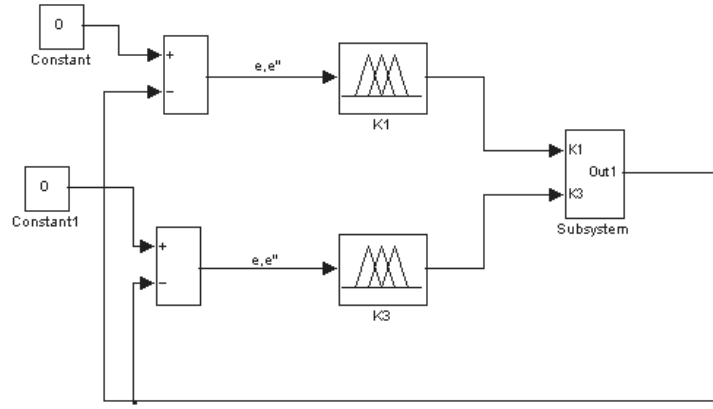
Bu denklem daha açık yazılacak olursa;

$$u = K_p \dot{e} + K_p \tau_d \frac{d\dot{e}}{dt} \quad (4.2)$$

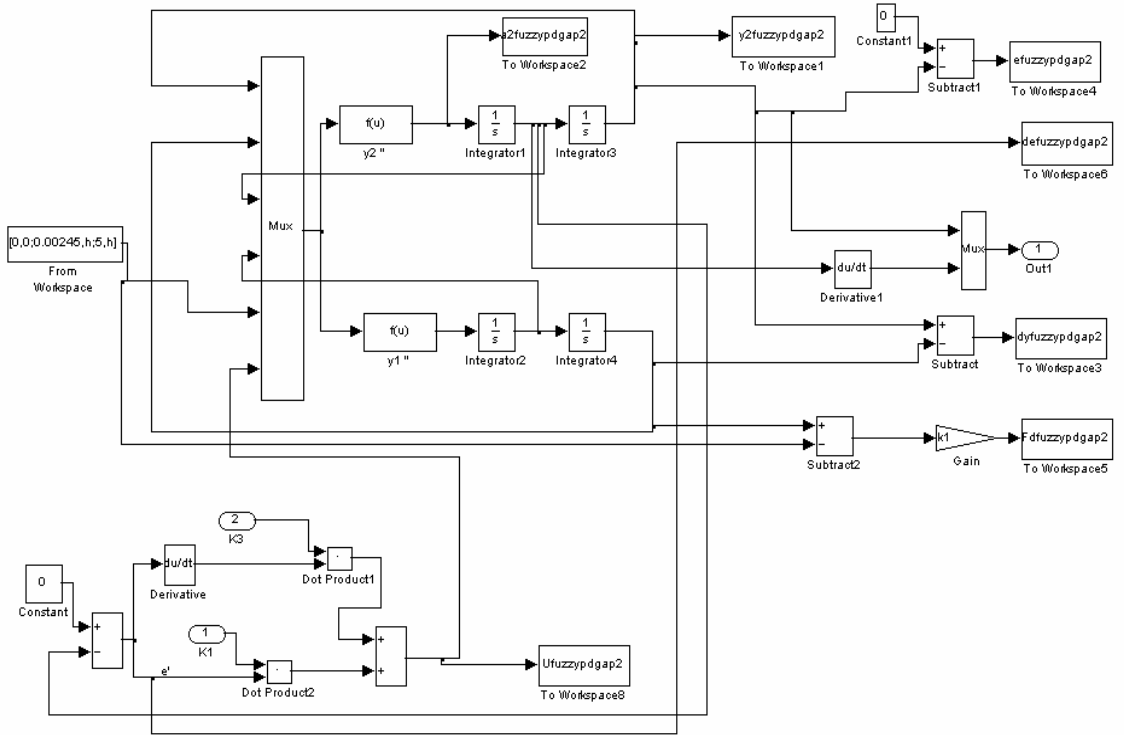
elde edilir. Diğer yandan; $K_p = K_1$, ve $K_p \tau_d = K_3$ kabulleriyle denklem:

$$u = K_1 \dot{e} + K_3 \ddot{e} \quad (4.3)$$

şekline dönüşür. Burada K_1 ve K_3 katsayıları bulanık mantıklı kontrolcü çıkışlarıdır. Bir başka deyişle, bu katsayılar sistemin o anki durumuna göre belirlenmekte olup, çeyrek taşıtın kontrolcü işareti 4.3 denkleminde göre oluşturulmaktadır. K_1 ve K_3 katsayıları bir bulanık mantıklı kontrolcü vasıtasıyla, sistemde oluşan hata ve hatanın zamana göre ikinci türevlerine göre belirlenecektir. Ancak burada giriş hatanın zamana göre türevidir. Bu duruma göre sistemin blok diagramı ve alt blok diagramı Şekil 4.26 ve Şekil 4.27'de sırasıyla gösterilmiştir.



Şekil 4.26: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PD Kontrolcünün blok diagramı



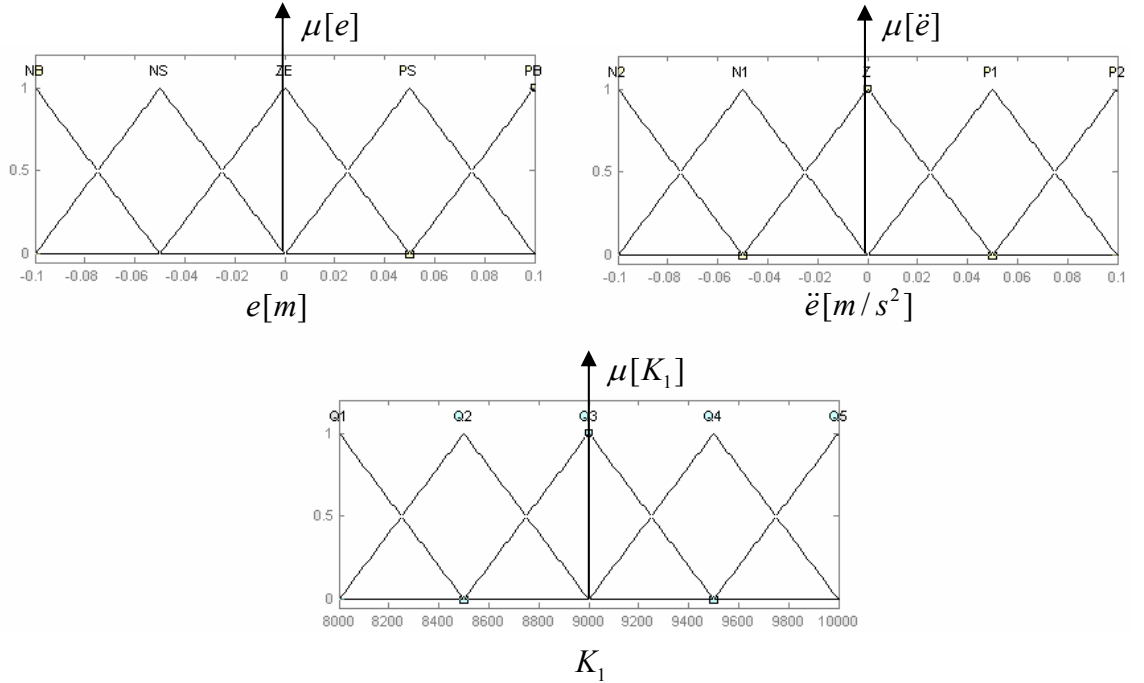
Şekil 4.27: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PD Kontrolcünün alt blok diagramı

K_1 ve K_3 katsayılarının tespitinde kullanılacak bulanık mantıklı kontrolcü için hazırlanan üyelik fonksiyonları Tablo 4.2'deki kural tablosunda gösterilmiştir.

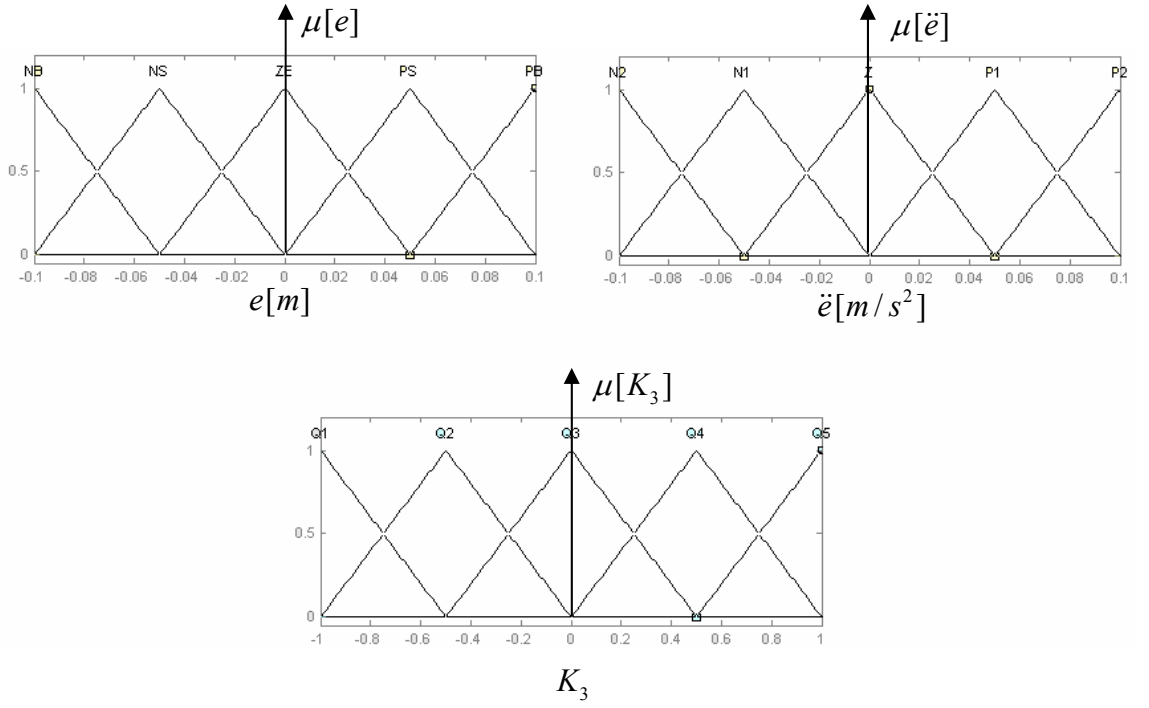
Tablo 4.2 Fuzzy PD ve Fuzzy PID için Kural Tablosu

| $e \backslash \dot{e}$ | N2 | N1 | Z | P1 | P2 |
|------------------------|----|----|----|----|----|
| NB | Q5 | Q4 | Q3 | Q4 | Q5 |
| NS | Q4 | Q3 | Q2 | Q3 | Q4 |
| ZE | Q3 | Q2 | Q1 | Q2 | Q3 |
| PS | Q4 | Q3 | Q2 | Q3 | Q4 |
| PB | Q5 | Q4 | Q3 | Q4 | Q5 |

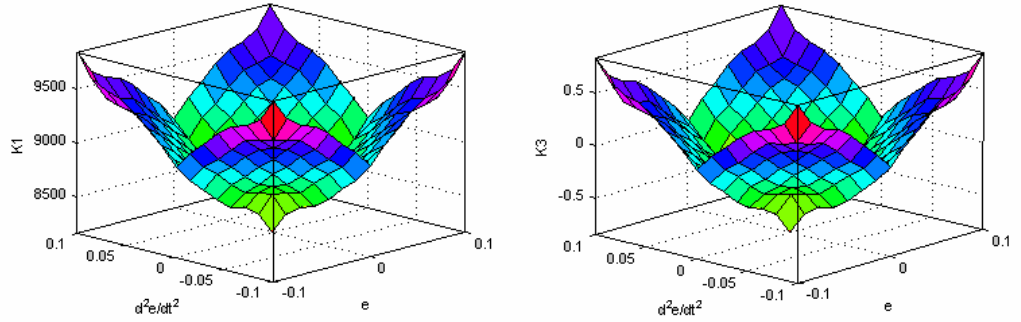
Tablo 4.2’de gösterildiği gibi sistem için iki adet hata fonksiyonu yani girdi tanımlanmış ve oluşan hatalar doğrultusunda, çıktı olarak K_I ve K_D katsayıları üretilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcüye giren hata ve hatanın zamana göre ikinci türevi için beş farklı üyelik fonksiyonu tanımlanmış ve bu değerler sonucunda katsayılar belirlenmiştir. Bu belirlenen katsayı değerleri oluşan hata doğrultusunda deneme yanılma ile bulunmuş ve üyelik fonksiyonları ile Şekil 4.28 ve Şekil 4.29’da gösterilmiştir.



Şekil 4.28: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PD Kontrolcü için üyelik fonksiyonları; hata, hatanın zamanla değişimi, K_I için değer aralıkları.

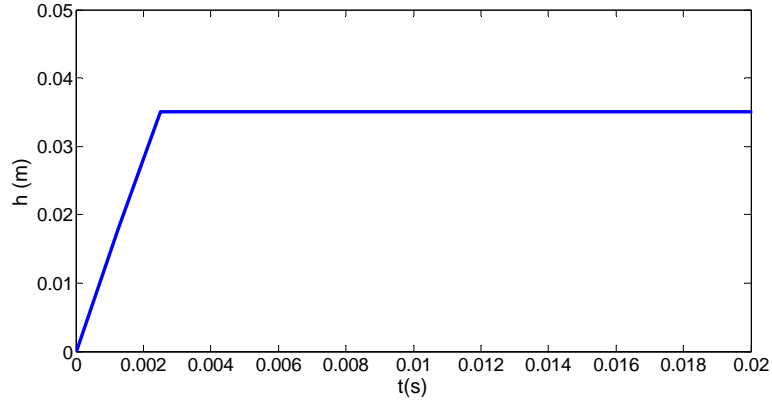


Şekil 4.29: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PD Kontrolcü için üyelik fonksiyonları; hata, hatanın zamanla değişimi, K_3 için değer aralıkları.

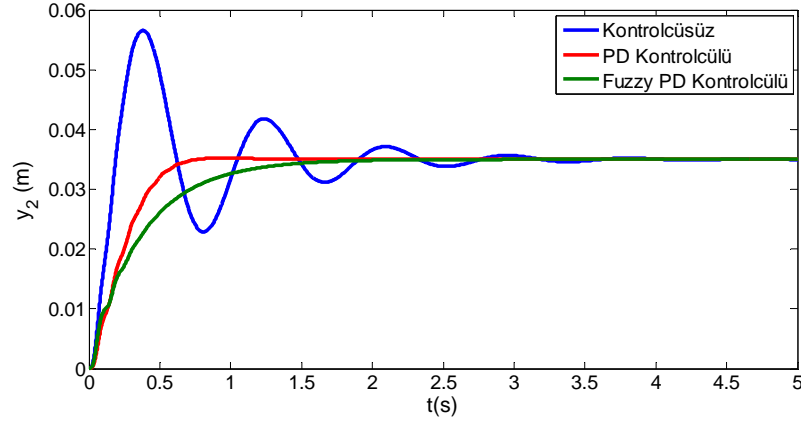


Şekil 4.30: K_1 ve K_3 için kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri

Şekil 4.31’de çeyrek taşıt modeline ait yol girişi gösterilmiştir. Taşıt gövdesinin bu yol girişine bağlı yapmış olduğu yerdeğişim hareketine Fuzzy PD kontrolcünün etkisi şekil 4.32’de gösterilmiştir.



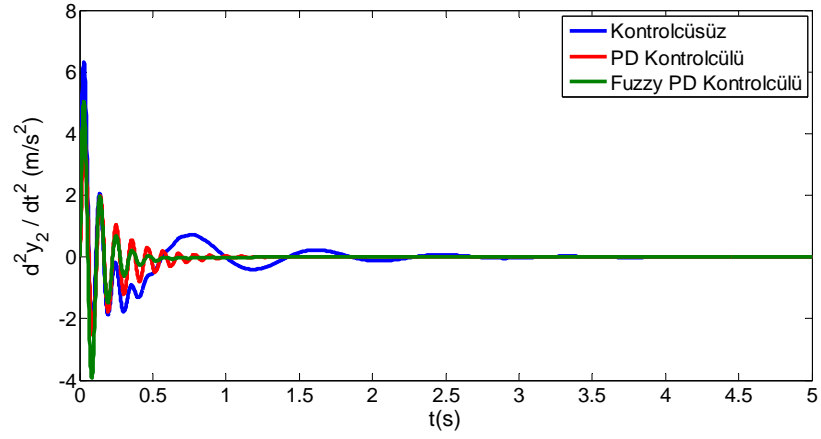
Şekil 4.31: Çeyrek taşıt modeli için yol girişi



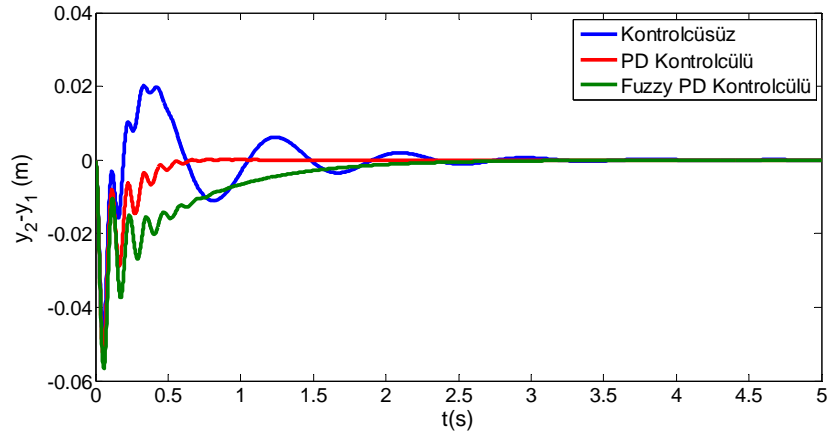
Şekil 4.32: Ana gövde deplasman hareketine Fuzzy PD kontrolcünün etkisi

Şekil 4.32'de çeyrek taşıt ana gövdesine tasarlanan Fuzzy PD kontrolcünün etkisi gösterilmiştir. Şekil 4.32'den de gözüktüğü gibi Fuzzy PD kontrolcü, PD kontrolcüye göre daha düşük genlikli bir salınım hareketi yapmış ancak titreşimin sönümlenme süresini biraz uzatmıştır. Yaklaşık 2 saniye içinde tüm titreşim hareketi sönümlenmiş, yol girişinden de gözüktüğü gibi taşıt gövdesi 0,035 m seviyesine ulaşmıştır.

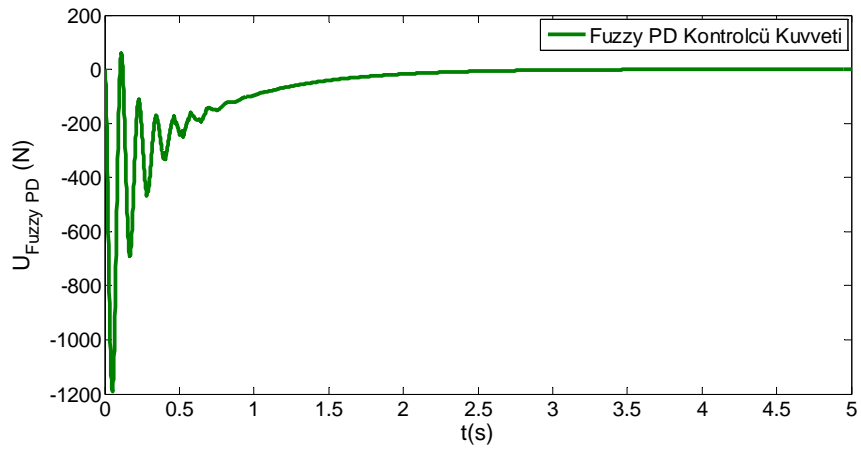
Taşıttın gövde ivmelenmesine Fuzzy PD kontrolcünün etkisi ise Şekil 4.33'de gösterilmiştir. Fuzzy PD kontrolcü burada da çok başarılı bir durum sergilemiştir. Gerek titreşimin sönümlenme süresinde, gerekse de titreşim genliğini azaltmada PD kontrolcüye göre daha başarılı olmuştur. Bu da seyir konforunu arttırmada çok önemli bir unsur teşkil eder.



Şekil 4.33: Ana gövdenin ivmelenme hareketine Fuzzy PD kontrolcünün etkisi

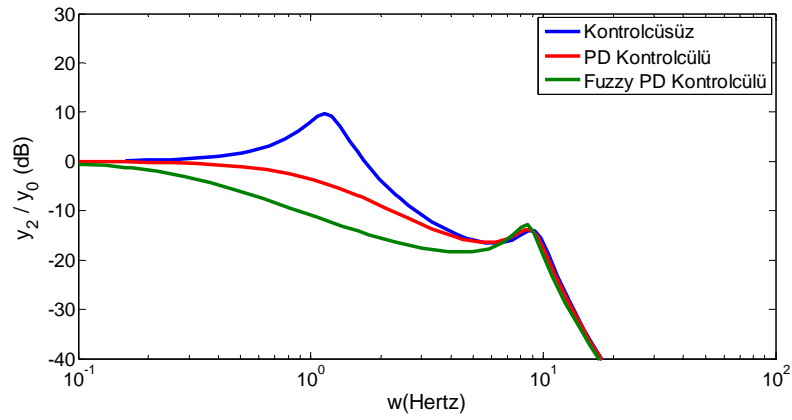


Şekil 4.34: Süspansiyon daralması problemine Fuzzy PD Kontrolcünün etkisi



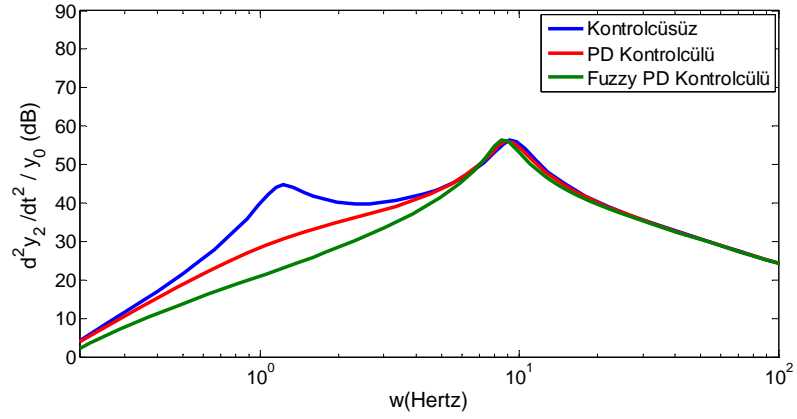
Şekil 4.35: Fuzzy PD kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi

Şekil 4.35’de Fuzzy PD kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi gösterilmiştir. Buna göre tasarlanan kontrolcü yaklaşık 1200 Newton’luk bir kuvvete gereksinim duymuştur. Kontrolcünün başarısı sadece taşıtın konum-zaman, ivme-zaman cevaplarıyla anlaşılabilir. Eğer kontrolcü zaman cevaplarında başarılı frekans cevaplarında başarısız ise tasarlanan kontrolcünün başarısından söz edilemez. Bu nedenle taşıtın frekans cevaplarının analizinin de mutlaka yapılması gerekir. Şekil 4.36’de tasarlanan Fuzzy PD kontrolcünün ana gövde deplasman frekans cevabına etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.36: Fuzzy PD kontrolcünün ana gövde deplasman frekans cevabına etkisi

Şekil 4.36 gözüktüğü gibi Fuzzy PD kontrolcü PD kontrolcüye göre oldukça üstün bir başarı sergilemiştir. 10 dB titreşim genlik ve 1 Hz rezonans titreşim frekansında gerçekleşen kontrolcüsüz taşıttaki titreşim hareketi PD kontrolcünün kullanılmasıyla rezonans titreşim genliği azalarak 0 dB’in altına gerilemiştir. Fuzzy PD kontrolcünün kullanılmasıyla bu değer daha da düşerek -10 dB’in de altına düşmüştür ve yeni bir rezonans oluşmamıştır. Tekerlek ve aks sisteminin rezonans titreşim genlik ve frekanslarında ise bir değişme meydana gelmemiştir.



Şekil 4.37: Fuzzy PD kontrolcünün ana gövde ivmesinin frekans cevabına etkisi

Şekil 4.37’de ise Fuzzy PD kontrolcünün ana gövde ivmesinin frekans cevabına etkisi gösterilmiştir. Kontrolcüsüz taşıtta 45 dB genlikte ve 1 Hz rezonans titreşim frekansında gerçekleşen titreşim hareketi PD kontrolcünün etkisi ile 30 dB mertebelerine gerilemiş, oysa Fuzzy PD kontrolcünün etkisi ile 20 dB’in de altına gerilemiştir. Bu da tasarlanan Fuzzy PD kontrolcünün başarısını göstermektedir. Diğer yandan azalan titreşim genliği ile birlikte yeni bir rezonans titreşim frekansı da oluşmamıştır. Tekerlek ve aks sisteminin titreşim genlik ve frekanslarında ise bir değişiklik meydana gelmemiştir.

4.4 SÜSPANSİYON DARALMASI PROBLEMİNİN BULANIK MANTIK AYARLI PD (FUZZY PD) KONTROLCÜ KULLANARAK ÇÖZÜLMESİ VE ÇEYREK TAŞIT MODELİNE UYGULANMASI

Süspansiyon daralması probleminin Fuzzy PID kontrolcü ile çözümünde bu sefer yeni bir yöntem olarak kontrolcü kuvvetinin seçimi aşağıdaki gibi alınmış ve (4.4) denklemiyle gösterilmiştir.

$$u = K_p \left(\ddot{e} + \frac{1}{\tau_i} \int \ddot{e} dt + \tau_d \frac{d\ddot{e}}{dt} \right) \quad (4.4)$$

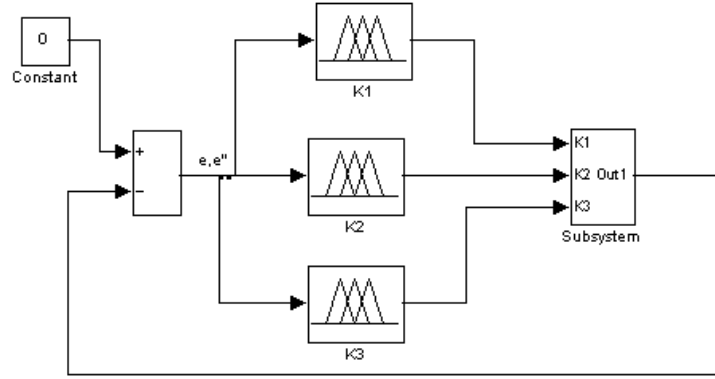
Bu denklem daha açık yazılacak olursa;

$$u = K_p \ddot{e} + \frac{K_p}{\tau_i} \int \ddot{e} dt + K_p \tau_d \frac{d\ddot{e}}{dt} \quad (4.5)$$

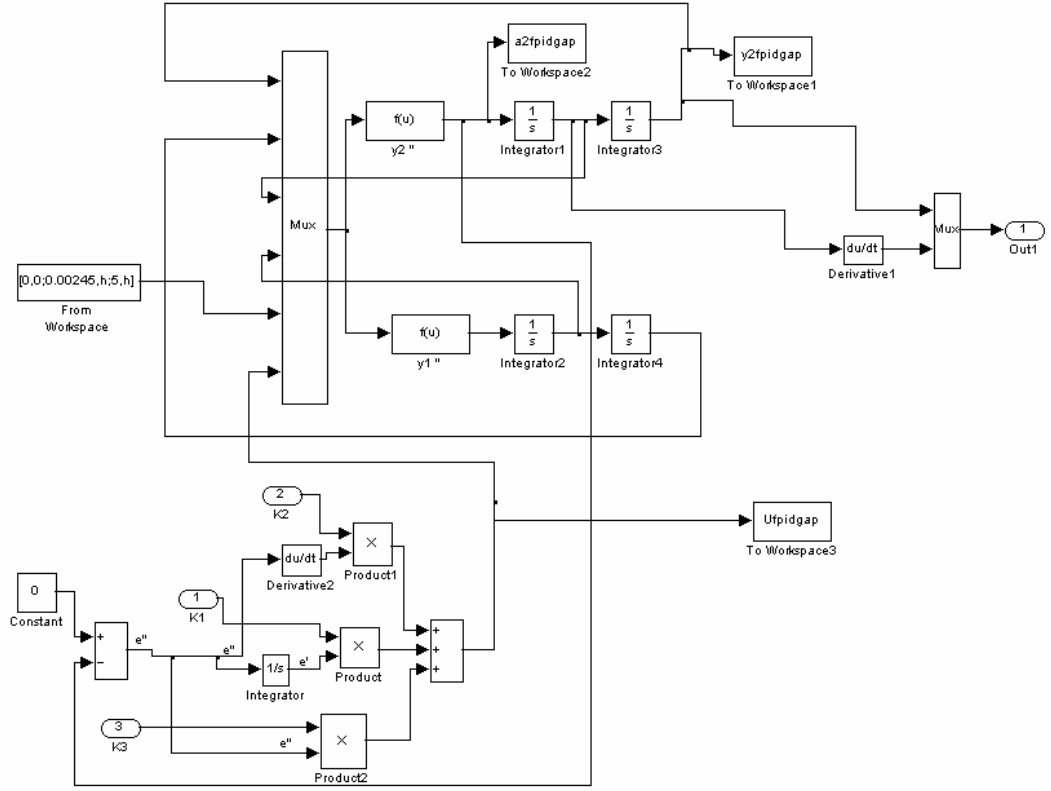
elde edilir. Diğer yandan; $K_p = K_1$, $\frac{K_p}{\tau_i} = K_2$ ve $K_p \tau_d = K_3$ kabulleriyle denklem:

$$u = K_1 \ddot{e} + K_2 \int \ddot{e} dt + K_3 \dot{\ddot{e}} \quad (4.6)$$

şekline dönüşür. Burada K_1 , K_2 ve K_3 katsayıları bulanık mantıklı kontrolcü çıkışlarıdır. Bir başka deyişle, bu katsayılar sistemin o anki durumuna göre belirlenmekte olup, çeyrek taşıtın kontrolcü işareti 4.6 denkleminde göre oluşturulmaktadır. K_1 , K_2 ve K_3 katsayıları bir bulanık mantıklı kontrolcü vasıtasıyla, sistemde oluşan hata ve hatanın zamana göre ikinci türevlerine göre belirlenecektir. Ancak burada giriş hatanın zamana göre ikinci türevidir. Bu durumda sistemin blok diagramı ve alt blok diagramı Şekil 4.38 ve Şekil 4.39’de sırasıyla gösterilmiştir.

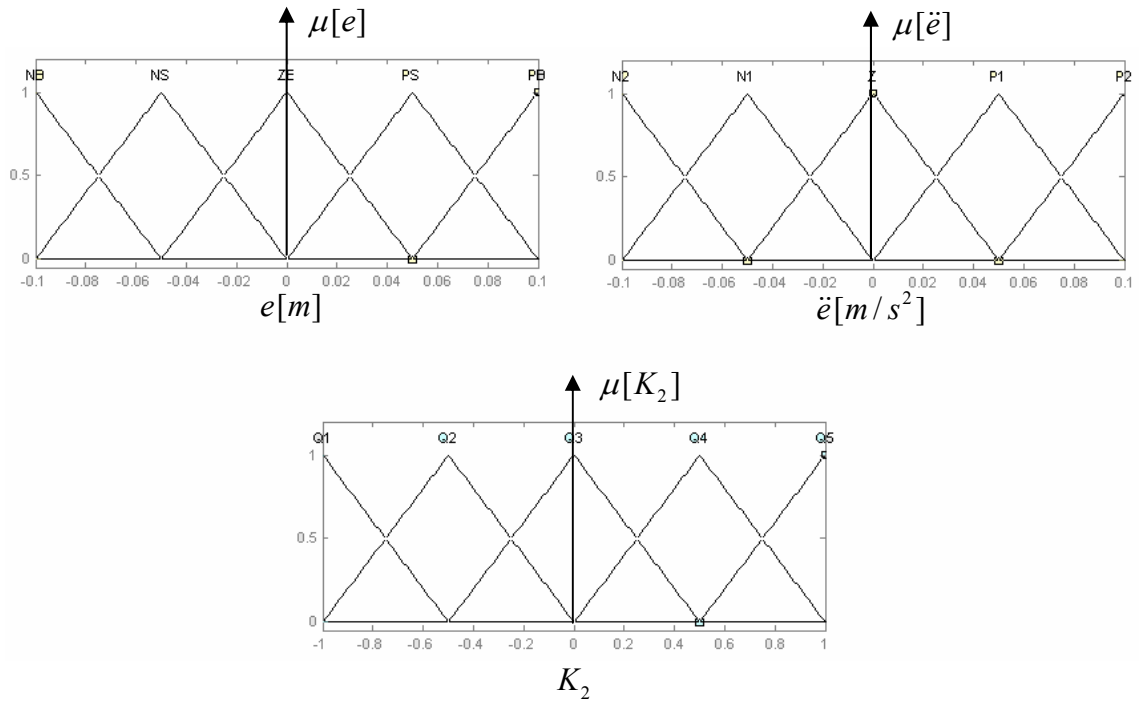


Şekil 4.38: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PID Kontrolcünün blok diagramı

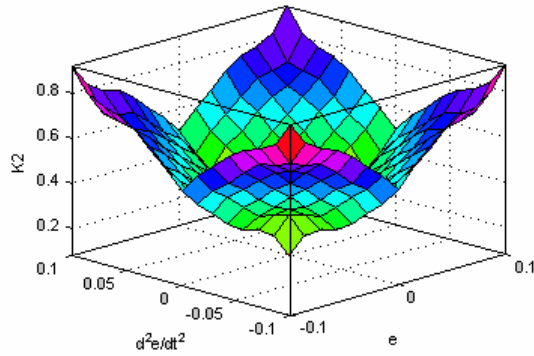


Şekil 4.39: Süspansiyon daralması problemi olmayan Fuzzy PID Kontrolcünün alt blok diagramı

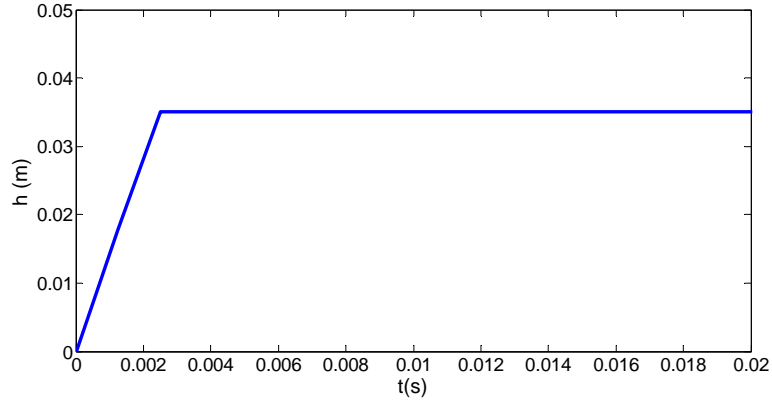
Fuzzy PID kontrolcüde tespit edilmesi gereken (4.6) denkleminde yer alan K_2 katsayısı, daha önce Fuzzy PD kontrolcüde bahsedilen metotla tespit edilecektir. Kural tablosu olarak Tablo 4.2'deki kural tablosu kullanılmıştır. K_2 'nin tespiti için oluşturulan hata, hatanın zamana göre ikinci türevine bağlı üyelik fonksiyonları Şekil 4.40'da gösterilmiştir. Şekil 4.41'de ise kartezyen yüzey kuralına göre giriş-çıkış ilişkileri gösterilmiştir.



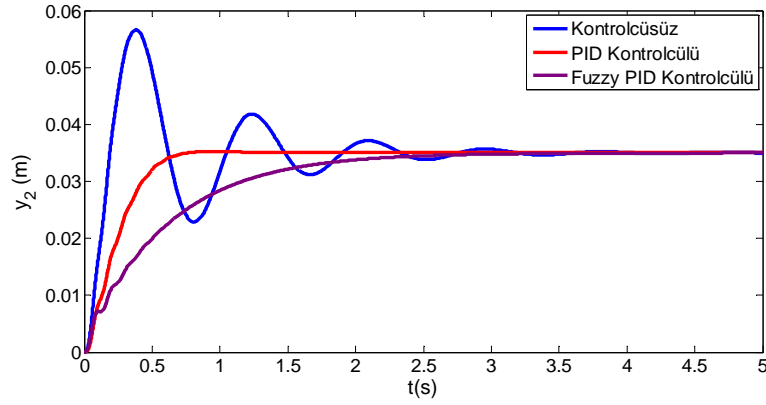
Şekil 4.40: Fuzzy PID için üyelik fonksiyonları; hata, hatanın zamana göre ikinci türevi, K_2 'nin değişim aralıkları



Şekil 4.41: K_2 için kartezyen yüzey kuralına göre giriş ve çıkış ilişkileri



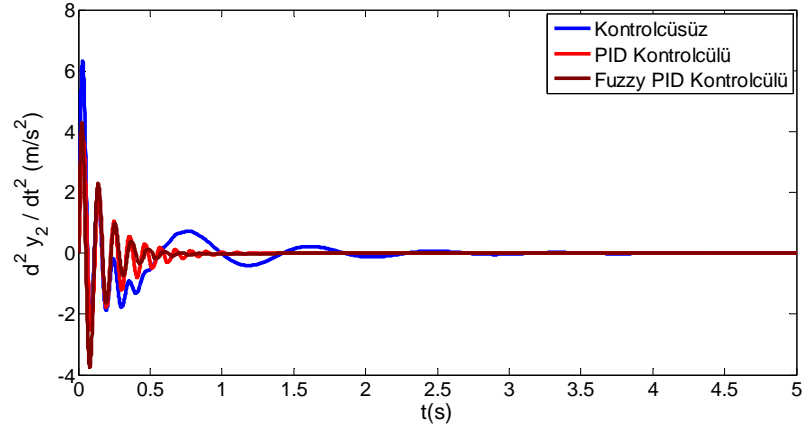
Şekil 4.42: Çeyrek taşıt modeli için yol girişi



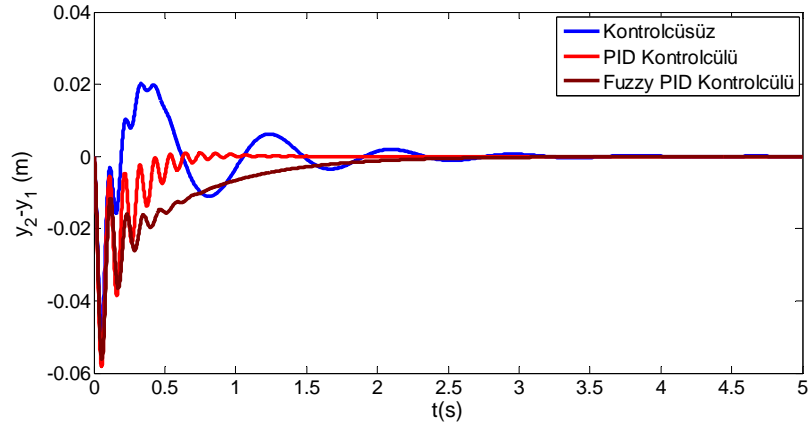
Şekil 4.43: Ana gövde deplasman hareketine Fuzzy PID kontrolcünün etkisi

Şekil 4.42'de çeyrek taşıt modeline ait yol girişi gösterilmiştir. Ana gövde deplasman hareketine Fuzzy PID kontrolcünün etkisi Şekil 4.43'de görülmektedir. Fuzzy PID kontrolcü titreşimin genliğini düşürebilmiş ancak sönümleme süresinde PID kontrolcü kadar başarılı olamamıştır. Kontrolcüsüz taşıtta yaklaşık 4 saniyede sönümlenen titreşim hareketi PID kontrolcü kullanıldığı takdirde 1 saniyede, Fuzzy PID kontrolcü kullanıldığı durumda ise 2,5 saniyede sönümlenmiştir.

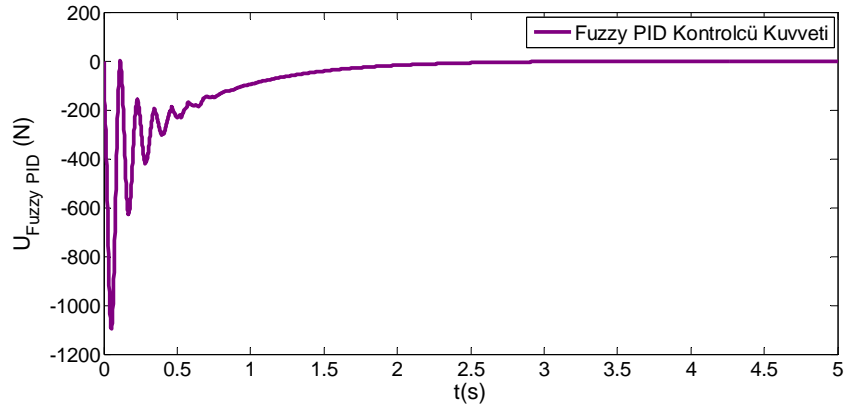
Taşıttın ana gövde ivmelenmesine Fuzzy PID kontrolcünün etkisi Şekil 4.44'de gösterilmiştir. Fuzzy PID kontrolcü, PID kontrolcüye göre çok başarılı bir tutum sergilemiştir. Fuzzy PID kontrolcü hem titreşimin genliğini düşürmüştür, hem de titreşimin sönümlenme süresini kısaltabilmiştir.



Şekil 4.44: Ana gövdenin ivmelenme hareketine Fuzzy PID kontrolcünün etkisi

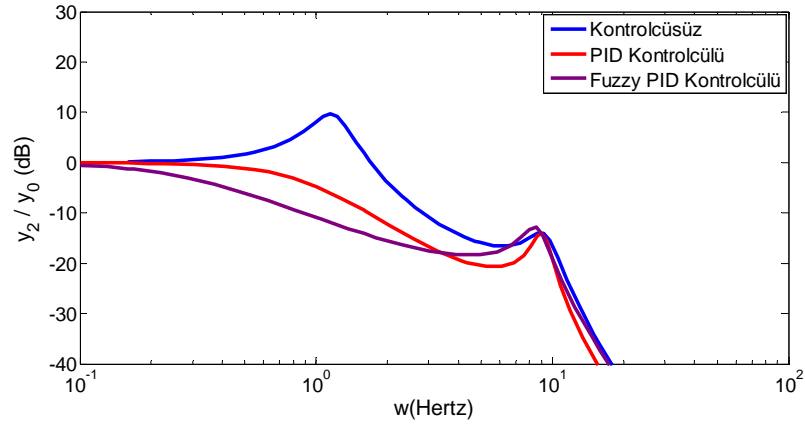


Şekil 4.45: Süspansiyon daralması problemine Fuzzy PID kontrolcünün etkisi

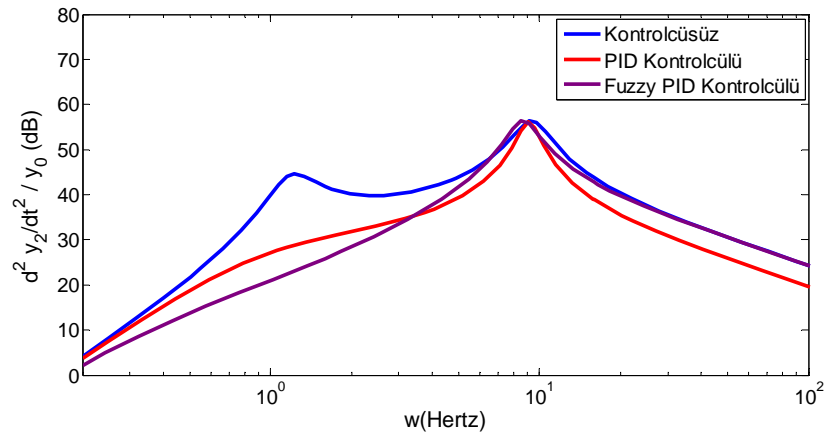


Şekil 4.46: Fuzzy PID kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi

Şekil 4.46’da tasarlanan Fuzzy PID kontrolcü kuvvetinin zamanla değişimi gösterilmiştir. Buna göre Fuzzy PID kontrolcü yaklaşık 1100 Newton’luk bir kuvvete gereksinim duymaktadır. Tasarlanan Fuzzy PID kontrolcünün frekans cevabı analizi incelendiğinde, Şekil 4.47’deki gibi son derece başarılı bir durum söz konusudur. Kontrolcüsüz taşıtta 10 dB genlikte meydana gelen titreşim genliği PID kontrolcünün etkisiyle 0 dB’in altına gerilemiştir. Ancak Fuzzy PID kontrolcünün kullanılmasıyla bu değer -10 dB’in de altına gerilemiştir. Dolayısıyla Fuzzy PID kontrolcü, Fuzzy PD kontrolcüye göre çok daha başarılı bir durum sergilemiştir. Diğer yandan, ana gövdenin rezonans titreşim frekansını yok ettiği gibi yeni bir rezonans titreşim frekansı da oluşturmamıştır.

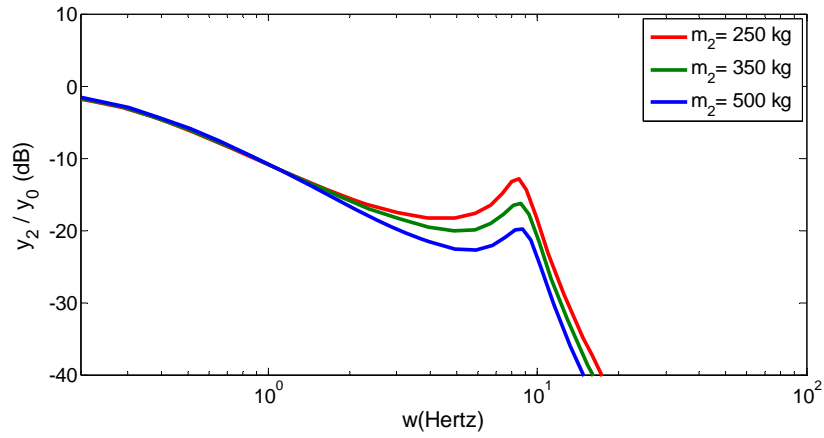


Şekil 4.47: Fuzzy PID kontrolcünün ana gövdenin deplasman frekans cevabına etkisi



Şekil 4.48: Fuzzy PID kontrolcünün ana gövdenin ivmesinin frekans cevabına etkisi

Şekil 4.48’de Fuzzy PID kontrolcünün ana gövdenin ivmesinin frekans cevabına olan etkisi gösterilmiştir. Fuzzy PID kontrolcü burada da çok başarılı bir tutum sergilemiştir. Ana gövdenin 45 dB mertebelerinde gerçekleşen rezonans titreşim frekansını sönmüleyebildiği gibi yeni bir rezonans titreşim frekansı da oluşturmamıştır. Kontrolcüsüz taşıtta oluşan 45 dB genlikli titreşim frekansı, PID kontrolcünün kullanılmasıyla 25 dB mertebelerine gerilerken, Fuzzy PID kontrolcü kullanıldığı durumda, bu değer 20 dB’in de altına gerilemiştir. Bu da tasarlanan Fuzzy PID kontrolcünün başarısını açıkça göstermektedir.



Şekil 4.49: Fuzzy PID için sistemin robustluk testi

Şekil 4.49’de, tasarlanan Fuzzy PID kontrolcü için, sistemin parametre değişimlerinden ne kadar etkilendiğini görebilmek için sisteme robustluk testi yapılmıştır. Çeyrek taşıta ait ana gövde kütlesi değiştiği zaman Şekil 4.49’den görüldüğü gibi kontrolcü parametre değişiminden çok az etkilenmiştir. Ana gövdenin rezonans titreşim genlik ve frekansında bir değişiklik olmaz iken, tekerlek ve aks sisteminin rezonans titreşim genliği, taşıttın ana gövde kütlesinin artmasıyla azalmış, buna rağmen titreşim frekans değeri ise değişmemiştir. Bu da, tasarlanan kontrolcünün başarısını kanıtlayan önemli unsurlardan biri olmuştur.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu tezde ilk önce bir taşıtın seyir ve seyir konforunu etkileyen unsurlar irdelenmiş ve taşıtların dinamik davranışları incelenmiştir. Daha sonra taşıtların fiziksel ve matematiksel modelleri çıkarılmış ve ilk önce çeyrek taşıt modeli sonra da sırasıyla yarım ve tam taşıt modelleri oluşturulmuş, taşıtların belirlenen yol girişine verdikleri zaman ve frekans cevapları bulunarak incelenmiştir. Taşıtların yol girişleri neticesinde maruz kaldıkları titreşimlerin en kısa zamanda sönümlenmesi ve seyir konforunun artması için taşıt modeli üzerinde sırasıyla P, PI, PD, PID, bulanık mantıklı kontrol yöntemleri uygulanmış, taşıtın yol girişine karşı vermiş olduğu zaman ve frekans cevabı analizleri incelenmiştir. En başarılı kontrolcünün bulanık mantıklı kontrolcü olduğu tespit edilmiştir çünkü diğer kontrol yöntemlerinde ana gövdenin rezonans titreşim bölgesinden çıkarak daha düşük genlikli de olsa yeni bir rezonans frekans oluşturmuşlardır. Sadece bulanık mantıklı kontrolcü hem ana gövdenin rezonans titreşim genliğini düşürmeyi başarabilmiş hem de yeni bir rezonans titreşim frekansı oluşturmamıştır.

Yine bu çalışmada, literatürde süspansiyon daralması problemi olarak bilinen bu problemin çözümü için, öncelikle bilinen ve Ziegler-Nichols'a göre belirlenen PD ve PID kontrol yönteminde, bulunan bir metod ile bu problemin çözümü sağlanmış ve süspansiyon daralması olmayan PD ve PID kontrol yöntemleri başarılı bir şekilde çeyrek taşıt modeli baz alınarak taşıt süspansiyon sistemlerine uygulanmıştır. Daha sonra aynı mantık çerçevesinde, süspansiyon daralması problemi olmayan bulanık mantıklı kontrolcü tasarlanmış ve çeyrek taşıt modeline uygulanmıştır. Süspansiyon daralması problemi olmayan PD, PID ve bulanık mantıklı kontrolcü arasında en başarılı kontrolcü bulanık mantıklı kontrolcü olmuştur.

Bu çalışmanın asıl amacı olan PID kontrol yöntemindeki oransal, türev ve integral etki katsayılarının bir bulanık mantıklı kontrolcü vasıtasıyla belirlenmesidir ve geliştirilen yöntem, taşıtlarda süspansiyon daralması problemi teşkil etmeyecek şekilde çeyrek taşıt modeli baz alınarak taşıt süspansiyon sistemlerine uygulanmıştır.

İlerideki çalışmalarda, taşıt süspansiyon sistemlerinin kontrolü için bu kontrol yöntemleri, şüphesiz mevcut kontrol yöntemlerinin gelişmesine katkıda bulunacak ve tasarımcılara yeni bakış açıları getirecektir.

KAYNAKLAR

1. ÄSTRÖM, K.J., HÄGGLUND, T., 2000, The future of PID control, *Control engineering practice* (9), 1163-1175.
2. ZIEGLER, J. G., NICHOLS, N. B., 1943, Optimum settings for automatic controllers, *Transaction of ASME*, 65, 433.
3. ZHUANG, M., ATHERTON, D.P., 1993, Automatic tuning of optimum PID controllers, *IEEE Proc.*, 140 (3), 216-224.
4. VEGA, P., PRADA, C., ALEXANDRE, V., 1991, Self tuning predictive PID controllers, *IEEE Proc.*, 138 (3), 303-311.
5. KIM, J.H., CHOI, K.K., 1987 Design of direct pole placement PID self tuners, *IEEE Transaction on industrial electronics*, 34(3), 351-356.
6. ZADEH, L.A., 1965, Fuzzy sets, *Information and control*, 8, 338-353.
7. MAMDANI, E.H., 1974, Application of fuzzy algorithms for control of simple dynamic plant, *IEEE Proc.*, 121 (12), 1585-1588.
8. ZHAO, Z. Y., TOMIZUKA, M., ISAKA, S., 1993, Fuzzy gain scheduling of pid controllers, *IEEE transactions on systems, man, and cybernetics*, 23 (5), 1392-1398.
9. MIZUMOTO, M., 1992, Realization of PID controls by fuzzy control methods, *Fuzzy sets and systems*, (70), 171-182.
10. TAN, S., HANG, C. C, CHAI, J. S., 1997, Gain scheduling from conventional to neuro fuzzy, *Automatica*, 33 (3), 411-419.
11. LEE, J., 1993, On methods for improving performance of PI-type fuzzy logic controllers, *IEEE transactions on fuzzy systems*, 1 (4), 298-301.
12. WOO, Z.W., CHUNG, H.Y., LIN, J.J., 2000, A PID type fuzzy controller with self-tuning scaling factors, *Fuzzy sets and systems*, 115 (2000), 321-326.
13. GÜZELKAYA, M., EKSİN, İ., YEŞİL, E., 2003, Self-tuning of PID-type fuzzy logic controller coefficients via relative rate observer, *Engineering applications of artificial intelligence*, 16 (2003), 227-236.

14. YEŞİL, E., GÜZELKAYA, M., EKSİN, İ., 2004, Self tuning fuzzy PID type load and frequency controller, *Energy conversion and management*, 45 (2004), 377-390.
15. KOLOKOTSA, D., 2003, Comparison of the performance of fuzzy controllers for the management of the indoor environment, *Building and environment*, 38 (2003), 1439-1450.
16. JANTZEN, J., 1998, Tuning of Fuzzy PID Controllers, Technical University of Denmark, Department of Automation, report no 98-H 871.
17. VILJAMAA P., KOIVO H. N., 1995, Fuzzy logic in PID gain scheduling, *Third european congress on fuzzy and intelligent technologies EUFIT'95*.
18. SANTOS, M. ve DEXTER, A.L., 2002, Control of a cryogenic process using a fuzzy PID scheduler, *Control engineering practise*, 10 (10), 1147-1152.
19. XU, J., FENG, X., 2004, Design of adaptive fuzzy PID tuner using optimization method, *Proceedings of the 5th world congress on intelligent control and automation*, June 15-19, 2004, Hangzhou, China, IEEE 0-7803-8273-04.
20. D'AMATO F. J., VIASSOLO D. E., 1999, Fuzzy control for active suspensions, *Mechatronics*, 10 (2000), 897-920.
21. YOSHIMURA, T., ISARI, Active suspension of motor coaches using skyhook damper and fuzzy logic control, 1997, *Control engineering practice*, 5 (2), 175-184.
22. RAO, M. V. C., PRAHLAD V., 1995, A tunable fuzzy logic controller for vehicle-active suspension systems, *Fuzzy sets and systems*, 85 (1997), 11-21.
23. <http://www.alfaromeo.com.tr/teknoloji03b2.htm> [Ziyaret Tarihi: 19 Şubat 2006]
24. DEMİRSOY, M., 2005, *Motorlu araçlar*, Birsen Yayınevi, 975-511-006-2
25. SAĞDIÇ, T., 2000, *Aktif Süspansiyonlarda Kullanılan Kontrol Yöntemlerinin Taşıtların Dinamik Davranışlarına Etkileri*, Y.Lisans, İ.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü.
26. BAYKAL, N., BEYAN, T., *Bulanık mantık uzman sistemler ve denetleyiciler*, 2004, 975-8695-09-6
27. YAĞIZ, N., 2000, Non lineer kontrol teorisi ders notları, 1-100.
29. BİLGİÇ, B., 2002, *Taşıt süspansiyon sistemlerinin PID kontrolü*, Bitirme Projesi, İstanbul Üniversitesi.

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında İstanbul'da doğan H. Kutay Çelikel, lise öğrenimini 1997 yılında Çanakkale Anadolu Lisesi'nde tamamladıktan sonra 2002 yılında İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi'nden mezun oldu. 2003 yılında İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başlayan yazar aynı zamanda İstanbul Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Makina Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.